

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA**  
**FACULTAD DE TECNOLOGÍA DE LA INDUSTRIA**  
**INGENIERÍA MECÁNICA**

**TITULO**

**Diseño de Equipo de Compactación Semiautomático de  
Biomasa Procesada**

**AUTORES**

**Br. Álvaro Imanol Rivera Möller**

**Br. Lester Eduardo Morán Picado**

**TUTOR**

**Msc. William Emigdio Urbina**

**Managua, Nicaragua Marzo 2014**



**SECRETARÍA DE FACULTAD**

**F-8: CARTA DE EGRESADO**

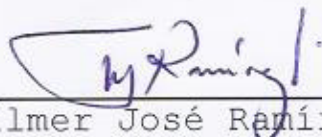
El Suscrito Secretario de la **FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA** hace constar que:

**RIVERA MOLLER ALVARO IMANOL**

Carne: **2008-23484** Turno **Diurno** Plan de Estudios **972A** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, es **EGRESADO** de la Carrera de **INGENIERIA MECANICA**.

Se extiende la presente **CARTA DE EGRESADO**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los once días del mes de marzo del año dos mil trece.

Atentamente,



Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez  
Secretario de Facultad



# UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

## Facultad de Tecnología de la Industria

### SECRETARÍA DE FACULTAD

#### F-8: CARTA DE EGRESADO

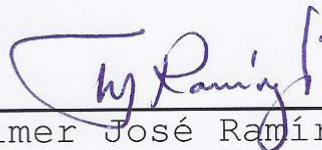
El Suscrito Secretario de la **FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA** hace constar que:

#### MORAN PICADO LESTER EDUARDO

Carne: **2008-23720** Turno **Diurno** Plan de Estudios **972A** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, es **EGRESADO** de la Carrera de **INGENIERIA MECANICA**.

Se extiende la presente **CARTA DE EGRESADO**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los once días del mes de marzo del año dos mil trece.

Atentamente,



Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez  
Secretario de Facultad





## AGRADECIMIENTO

*Nuestra eterna gratitud a nuestro padre Celestial, a nuestras familias, en especial a nuestras madres: Martha Picado y Noelia Rivera, por el gran esfuerzo que realizaron al estar en todo momento de nuestra etapa estudiantil, por habernos inducido a la educación y llevarnos por el camino del bien nuestros más sinceros e infinitos agradecimientos.*

*Además agradecemos al Laboratorio de Materiales de la Facultad de Tecnología de la Construcción, al laboratorio de la Facultad de Ingeniería Química y en especial al Taller de Máquinas Herramientas de la Facultad de Tecnología de la Industria, con mención exclusiva a todos los profesores por su asistencia, enseñanzas en el camino universitario y colaboración, que ayudo la culminación de nuestra carrera y del estudio monográfico presente.*

## DEDICATORIA

*Les dedicamos este proyecto a todos los estudiantes de las generaciones futuras y amigos, que con mucho orgullo aprenden, enseñan y practiquen esta especialidad como modo de vida.*

*Esperamos que el sacrificio reflejado en el presente trabajo sea capaz de estimular la creatividad, la sed de aprendizaje, y las ambiciones de hacer algo diferente, para quienes lo puedan leer y utilizar como herramienta de aprendizaje.*



## **RESUMEN**

Para el diseño se concibió la idea de crear una máquina briquetadora, la cual sea capaz de consolidar los desechos de biomasa de forma semiautomática, emulando un proceso completo. Podemos afirmar que diariamente se producen grandes cantidades de desperdicios en las zonas urbanas y rurales, estos en su mayoría pasan a contaminar el ambiente sin ningún uso provechoso.

En principio todo diseño tiene como fin satisfacer una necesidad y ser rentable. Hipotéticamente la máquina deberá llenar, compactar y sacar la biomasa de unos moldes. En este proceso afectan muchos factores tales como el tamaño del grano, humedad, su capacidad de aglomeración y su compresibilidad, sin tomar en cuenta el posible uso de aglutinantes.

Se han escogido tres materiales el serrín, cascarilla de café y cascarilla de arroz. De las biomosas estudiadas, la más fácil de compactar es el serrín luego la cascarilla de café y por último la cascarilla de arroz, siendo el primero el que posea una relación de compresión de hasta tres a uno.

Son requisitos de la máquina, ejercer una fuerza de compactación de 84KN, con una relación de compresión de tres a uno, una productividad de 15 briquetas por minuto, llenar compactar y sacar el material del molde de forma semiautomática.

Para tales fines, se escoge el mecanismo de biela manivela para ejercer la acción de compactación y sacado, al mecanismo de cruz de malta para asegurar la continuidad del proceso. El accionamiento de todos estos mecanismos será ejercido por un único motor eléctrico de 5 HP.

Todo el conjunto de mecanismos estará formado por piezas individuales las cuales tendrán que cumplir su misión particular, para lograr así el correcto funcionamiento de toda la máquina. Es aquí donde todas las particularidades del diseño surgen; necesidades, ideas, teorías, criterios, decisiones y selecciones.

El diseño debe ser capaz de brindar al usuario las pautas y consejos para ejercer el correcto mantenimiento del equipo, para asegurar así el correcto funcionamiento, y el alargamiento de la vida útil de la máquina. Sin embargo se está limitado a ofrecer las medidas preventivas que podrán ayudar al operador.



A la hora de evaluar un diseño es muy trascendental el costo de producción del equipo, en este caso el presupuesto asciende a **\$ 6,587.64** Otro punto importante es el tamaño, en este diseño se tiene un largo de 685mm, un ancho de 480.6mm y un alto de 776.6mm, con un peso total estimado de **227.96Kg**.



<b>INDICE.</b>	<b>Pag.</b>
Introducción.....	1
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos.....	3
 <b>CAPITULO I - CARACTERISTICAS BASICAS DE LA BIOMASA</b>	
1.1. Biomasa y su clasificación.....	4
1.1.1. Clasificación de la biomasa. ....	4
1.2. Selección de la biomasa para el diseño. ....	5
1.2.1. La Cascarilla del café. ....	5
1.2.1.1. Composición química.....	6
1.2.2. La cascarilla de arroz.....	6
1.2.2.1. Caracterización físico-química .....	7
1.2.3. Serrín o Aserrín .....	7
1.2.3.1. Caracterización físico-química. ....	9
 <b>CAPITULO II – ESTUDIO DE LA BIOMASA</b>	
2.1 Propósitos del Estudio.....	10
2.1.1 Hipótesis del Proceso.....	10
2.2 Ensayos de Molido y Clasificación .....	10
2.2.1 Ensayo con cascarilla de café .....	10
2.2.2 Ensayo con cascarilla de arroz.....	10
2.2.3 Ensayos con serrín.....	11
2.2.4 Ensayos en molino eléctrico semindustriales de tipo disco. ....	11
2.2.5 Ensayos de Clasificación Granulométrica .....	11
2.3 Ensayos de Mezclado y Briquetado .....	14
2.3.1 Aglutinantes.....	14
2.3.2 Procedimiento de mezclado .....	15
2.3.3 Humedad en mezclas.....	16
2.3.4 Ensayos de Compactación.....	18
2.3.5 Humedad en la Briqueta.....	20
2.4 Ensayos de Combustión.....	21
2.5 Ensayos de Cenizas.....	21
2.5.1 Procedimiento del Ensayo.....	21

**CAPITULO III – MECANISMOS PARA EL DISEÑO**

3.1 Funciones de la Máquina .....	22
3.1.1 Alimentación .....	22
3.1.2 Compactación .....	22
3.1.3 Saque .....	22
3.1.4 Automatización y Sincronización .....	22
3.2 Selección de Mecanismos .....	22
3.2.1 La Compactación .....	22
3.2.2 La alimentación .....	23
3.2.3 El Saque .....	23
3.2.4 Transición Llenado - Compactación - Saque .....	23
3.2.5 Sincronización del Biela-Manivela y la Cruz de Malta .....	24
3.3 Bosquejo de la Máquina .....	27
3.4 Dimensionamiento de los Mecanismos .....	27
3.4.1 Dimensiones de Biela-Manivela de Compactación .....	27
3.4.1.1 Longitud de Carrera de Compactación Efectiva del Biela-Manivela .....	27
3.4.1.2 Longitud de Biela y Manivela .....	28
3.4.1.3 Dimensión de Vástago y Punzón .....	31
3.4.2 Dimensionamiento de Biela-Manivela de Saque .....	32
3.4.3 Dimensionamiento de la Cruz de Malta .....	36
3.4.3.1 Selección del Número de Entalladuras .....	36
3.4.3.2 Radio del Revólver y Radio del Accionador .....	37
3.5 Cinemática de los Mecanismos .....	38
3.5.1 Cinemática del Biela-Manivela de Compactación .....	38
3.5.2 Cinemática de la Cruz de Malta .....	42
3.5.3 Aceleraciones en la Cruz de Malta .....	45
3.6 Dinámica de Mecanismos .....	49
3.6.1 Dinámica de Biela-Manivela .....	49
3.6.1.1 Potencia y Torsión del Motor .....	52
3.6.2 Dinámica en la Cruz de Malta .....	53
3.6.2.1 Inercia Rotacional del Revolver .....	54
3.6.2.2 Momento Rotacional necesario en el Revolver .....	59
3.6.2.3 Momento Rotacional necesario en el Accionador .....	59



**CAPITULO IV – DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS**

4.1 El Cigüeñal.....	61
4.1.1 Diagrama de Cuerpo Libre .....	61
4.1.2 Selección del tipo de Cigüeñal .....	65
4.1.3 Diseño de elementos de máquina del cigüeñal.....	67
4.1.3.1 Diseño del Segmento AB (Eje Transmisor de Potencia).....	67
4.1.3.2 Diseño del Segmento CD (Codo de Biela de Compactación).....	77
4.1.3.3 Diseño del Segmento EFG (Eje de Apoyo Central del Cigüeñal).....	84
4.1.3.4 Diseño del segmento GH .....	87
4.1.3.5 Diseño del segmento HI (Codo de Biela de Saque) .....	91
4.1.3.6 Diseño del segmento JK (Eje del Engranaje Cónico).....	93
4.1.4 Forma del Cigüeñal .....	95
4.2 La Biela de Compactación.....	96
4.2.1 Diseño de la Biela .....	96
4.2.1.1 Pie de Biela de Compactación .....	97
4.2.1.2 Bancadas Superior e Inferior .....	99
4.2.1.3 Cojinetes de Deslizamiento o Bujes .....	101
4.2.2 Diseño del buje del pie de biela.....	105
4.3 Bulón o Pasador Cilíndrico y extremo plano del Vástago.....	106
4.3.1 Esfuerzo en el pasador.....	106
4.4 Horquilla de unión de bulón y vástago. ....	107
4.4.1 Cálculo de la unión por soldadura para la horquilla y el vástago.....	109
4.4.2 Vástago o baria empujadora .....	110
4.4.2.1 Carga de sujeción de la unión atornillada (vástago-punzón).....	111
4.5 Punzón .....	112
4.6 Elementos de sacado.....	113
4.6.1. Diseño de la biela de sacado .....	113
4.6.2 Bancadas de biela de sacado .....	114
4.6.3 Buje del biela de sacado .....	114
4.6.4 Buje del pie de biela de sacado.....	115
4.6.5 Bulón o pasador de sacado.....	115
4.6.6 Horquilla en la aplicación de sacado .....	116
4.6.7 Vástago de sacado.....	117
4.6.8 Rosca y Carga de Sujeción del Vástago .....	117
4.6.8.1 Longitud de atornillado .....	118
4.6.9 Punzón de Sacado .....	119
4.7 Diseño de Engranajes Cónicos .....	119
4.7.1 Selección del Diámetro Primitivo.....	119
4.7.2 Evaluación de los engranajes mediante el método de AGMA.....	120
4.7.2.1 Evaluación de esfuerzo de flexión mediante las ecuaciones de AGMA. ....	121



4.7.2.2 Evaluación de esfuerzo de Contacto mediante las ecuaciones de AGMA .....	126
4.7.3 Cubo del engranaje .....	130
4.8 Diseño del Revólver .....	131
4.8.1 Diseño de Moldes de Compactación .....	131
4.8.2 Diseño del Eje Rotor.....	135
4.8.3 Diseño de las Entalladuras de la Cruz de Malta.....	136
4.8.4 Diseño de Soportes de Moldes .....	136
4.8.5 Diseño de la Placa Antiderrame.....	137
4.8.6 Juntas soldadas.....	138
4.9 Eje Accionador del Revolver .....	139
4.9.1 Diseño del eje fijo del accionador.....	139
4.9.2 Diseño de del eje rotor del accionador .....	140
4.9.3 Diseño de Soporte de Rotor Inferior .....	140
4.9.4 Diseño de Soporte de Rotor Superior .....	141
4.9.5 Diseño del brazo Accionador y Seguidor.....	141
4.9.6 Abrazaderas de sujeción .....	142
4.9.7 Pasos de ensamble de todo el conjunto.....	142
4.10 Soportes del Cigüeñal .....	143
4.10.1 Diseño del Soporte frontal.....	143
4.10.1.1 Soporte del Cojinete .....	143
4.10.1.2 Placa de soporte principal .....	144
4.10.1.3 Placa de sujeción .....	144
4.10.1.4 Nervio frontal.....	144
4.10.1.5 Nervio trasero .....	144
4.10.1.6 Juntas soldadas .....	144
4.10.2 Diseño del Soporte Central.....	146
4.10.2.1 Eje fijo del revólver .....	146
4.10.2.2 Soporte del Cojinete .....	149
4.10.2.3 Placa de soporte principal .....	149
4.10.2.4 Nervios .....	149
4.10.2.5 Conector con de placa de soporte principal y eje fijo .....	149
4.10.2.6 Juntas soldadas .....	150
4.11 Selección de Cojinetes .....	151
4.11.1 Cojinetes de Soporte del Cigüeñal .....	151
4.11.1.1 Estimación de la vida.....	152
4.11.2 Cojinetes del revólver .....	155
4.11.3 Cojinetes del Accionador.....	157
4.12 Bastidor o soporte de maquina.....	158
4.12.1 Conjunto de compactación .....	158



4.12.1.1	Viga de compactación .....	159
4.12.2	Conjunto de sacado.....	161
4.12.3	Selección de soldadura para el bastidor.....	163
4.12.4	Selección del Motor .....	166
4.12.4.1	Dimensiones del moto-reductor seleccionado.....	167
4.12.5	Selección del acoplamiento.....	168
4.13	Masa estimada de la Briquetadora Revolver ensamblada. ....	170

## **CAPITULO V - PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO**

5.1.	Propósito .....	173
5.2.	Definiciones.....	173
5.3.	Criterios .....	173
5.4	Criterios de código de colores de SEV Y IPR.....	176
5.5.	Mantenimiento Preventivo de elementos móviles .....	177
5.5.1	Análisis del Mantenimiento preventivo.....	181

## **CAPITULO VI – PRESUPUESTO ESTIMADO PARA LA BRIQUETADORA REVOLVER**

6.1	Listado de partes y costo de fabricación incluyendo el material y maquinado.....	183
-----	--	-----

<b>CONCLUSION</b> .....	185
-------------------------	-----

<b>RECOMENDACIONES</b> .....	186
------------------------------	-----

<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	187
---------------------------	-----

## **ÍNDICE DE FIGURAS Y ECUACIONES**

## **ANEXOS**



### INTRODUCCIÓN

Nicaragua es un país en vías de desarrollo donde el 65% de la matriz energética es Térmica, y un 35% es renovable; la energía producida a base de biomasa es considerada renovable, por tanto la construcción de una máquina compactadora de rastrojos ofrece la oportunidad de aprovechar dichos desechos en generación eléctrica y térmica. Al compactar la biomasa se obtiene leña artificial mejor conocida como briqueta o bloque sólidos combustibles.

La razón de compactar distintos desechos, radica en aumentar su poder calorífico, esto se logra aumentando su densidad, consiguiendo así, una combustión con mayor eficiencia. La utilización de briquetas como combustible de biomasa permitirá al consumidor tener una provisión continua, ya que es un recurso renovable y depende de desechos que siempre van a estar presentes en la industria, ya sea del arroz, del café o la carpintería.

Por esa razón se concibió la idea de crear una máquina briquetadora, la cual sea capaz de consolidar los desechos de biomasa de forma semiautomática, se propone usar un mecanismo de biela-manivela con punzón para ejecutar la acción de compresión, y un sistema de revolver que contenga los moldes, que esté accionado por un mecanismo de “cruz de malta”, el cual debe estar sincronizado con los movimientos alternativos del pistón, para asegurar su funcionamiento semiautomático.

Dicha creación deberá contar con un diseño capaz de satisfacer las necesidades de transformación de la biomasa anteriormente procesada, y cumplir con las recomendaciones físicas de cada briqueta según su materia prima. Sin embargo se debe de evaluar la adaptabilidad de los mecanismos anteriormente propuestos para este tipo de proceso, cabe destacar que estos sistemas y su funcionalidad no han sido probados anteriormente con este propósito, por el hecho de ser un diseño original y novedoso.



## **JUSTIFICACIÓN**

Actualmente en nuestro país no existe una industria capaz de reciclar los desechos y rastrojos de la producción agrícola y maderera. Hoy por hoy son utilizados en un proceso de combustión poco efectivo, que muestran una combustión acelerada con gran producción de cenizas, además de generar mayores emisiones de gases de efecto invernadero.

La agroindustria Nicaragüense genera una gran cantidad de biomasa, la cual no tiene un mercado sólido; de esta manera este trabajo monográfico servirá de base para abrir las puertas de dicho mercado en nuestro país. Dicha comercialización beneficia no solo a los consumidores y a la industria generadora de estos desechos, si no también a la conservación y protección del medio ambiente. Así mismo contribuirá al desarrollo de la técnica del diseño y la innovación de nuestra sociedad.





## **OBJETIVOS**

### **Objetivo General**

- Diseñar un equipo de compactación semiautomático de biomasa procesada, con el fin de fabricar briquetas para el aprovechamiento energético de los desechos orgánicos.

### **Objetivos específicos**

- Identificar las variables existentes en la fabricación de briquetas.
- Establecer las características energéticas del producto final.
- Fijar los requerimientos mecánicos y energéticos del equipo.
- Dimensionar las partes-componentes de la máquina.
- Elaborar el plano de ensamble y el proceso tecnológico para la elaboración de cada uno de los componentes del equipo.
- Evaluar los distintos sistemas y mecanismos propuestos para el funcionamiento del equipo.
- Establecer el manual de mantenimiento.
- Formular un requerimiento presupuestario para su fabricación.



## CAPÍTULO I

### CARACTERISTICAS BASICAS DE LA BIOMASA

#### 1.1. Biomasa y su clasificación.

La biomasa anteriormente conocida como masa biológica, Es la cantidad de materia viva producida en un área determinada de la superficie terrestre o por organismos de un tipo específico. Cualquier combustible sólido, líquido o gaseoso producido por la materia orgánica, se conoce como biomasa.

La energía de biomasa que procede de la madera, residuos agrícolas y estiércoles continúa siendo la fuente primaria de energía en las zonas de desarrollo, en nuestro país es tangible en las medianas y pequeñas industrias (MIPYMES); como panaderías (uso de madera como leña), beneficios de café húmedos, secos y trillos de arroz (desechos agrícolas como fuente de calor al incinerarlos), los estiércoles presentan una fuente de energía en forma de biogás en algunos corrales de animales ya sean corrales de cerdos o vacas.

En conclusión podemos afirmar que diariamente se producen grandes cantidades de desperdicios en las zonas urbanas y rurales, estos en su mayoría pasan a contaminar el ambiente sin ningún uso provechoso.

En general, se puede definir a los residuos y desechos como aquellos materiales en las actividades de producción, transformación que no han alcanzado ningún valor económico para la fábrica, de los cuales el propietario desea deshacerse o que debería recogerse y recibir tratamiento en áreas de interés general del público.

Existen varios criterios para clasificar los distintos tipos de residuos entre los que cabe destacar la naturaleza de su origen.

##### 1.1.1. Clasificación de la biomasa.

- Residuos forestales, procedentes de podas, limpiezas y cortas.
- Residuos Agrícolas, integrados por restos de podas de cultivos leñosos, paja de cereales, zuros de maíz, restos de cultivos industriales, etc.
- Residuos de industrias agrícolas: residuos de aceituna, cascaría de arroz, cáscara de frutos secos, restos de industrias envasadoras, etc.
- Residuos de industrias forestales: recorte de madera, serrines, etc.
- Cultivos energéticos, tanto leñosos como herbáceos.
- Productos biodegradables de procedencia ganadera.
- Efluentes de las industrias agroalimentaria.



- Lodos de depuración de aguas residuales.
- Emisiones de gas de vertederos controlados.
- Excedentes agrícolas.

### 1.2. Selección de la biomasa para el diseño.

Para la transformación de biomasa en bloques solidos combustibles mejor conocidos como briquetas, elegimos la clasificación residuos de industrias agrícolas, donde los desechos seleccionamos son: la cascaría de café, cascaría de arroz y serrín. Dado que son los residuos más abundantes en las industrias Nicaragüenses, además estos desechos actualmente están siendo incinerados sin ninguna transformación previa, esto provoca altos costos en almacenamiento debido a su volumen; otra desventaja es que al dejarlos a la intemperie estos tienden a ganar humedad, lo que provoca que la combustión no sea eficiente al tener que desaprovechar cierto porcentaje de calor en la evaporación del agua acumulada en los mismos, he aquí la idea de compactarlos o transformarlos en bloques solidos combustibles (briquetas) para mejorar la forma de almacenamiento y así mismo contralar ganancias de humedad que se dan al tener la biomasa a la interperie.

#### 1.2.1. La Cascarilla del café.

Es un subproducto obtenido en el proceso de transformación del café fruta - café oro, proveniente después del proceso despergaminado. Es la parte que envuelve el grano después de la capa mucilaginoso, se constituye en una excelente fuente de celulosa, lignina, sílice y cenizas. Representa el 5 % del café fruta.

Los desperdicios del procesamiento del café siempre han despertado mucho interés, principalmente porque carecen de un valor comercial, y se obtienen en cantidades considerables. La pulpa, mucilago, pergamino (cascarilla), jugo, que hasta recientemente se habían considerado como desechos, tienen la posibilidad de transformarse en importantes fuentes de materias primas para industrias de variada magnitud, generalmente asociadas al área rural.

Por ejemplo en otros países como Guatemala, Costa Rica y Colombia “la cascarilla del café está siendo utilizada en los abonos orgánicos, permite darle una mejor homogenización al prepararlo; además, aumenta hasta en 30% el volumen total del mismo. Por otro lado, cuando el pergamino del café se humedece con un poco de suero de leche, levadura y melaza de caña o aguas mieles provenientes del propio beneficio del grano, este se constituye en un excelente medio de cultivo para la multiplicación diversificada de microorganismos en constantes sucesiones



biológicas, las cuales favorecen la rápida recuperación de los suelos<sup>1</sup> degradados”

Desde el punto de vista de la combustión son interesantes la pulpa seca para el presecado y el pergamino (cascarilla) para el secado del café. La pulpa seca así como la cascarilla, pueden usarse como combustibles para calderas y hornos, aprovechando el calor producido para realizar el secado del grano mismo del café en los beneficios integrales, proceso en el que se consume gran cantidad de combustibles derivados del petróleo.

#### 1.2.1.1. Composición química.

El principal constituyente del endocarpio es de naturaleza celulósica. Sus principales componentes, según estudios realizados<sup>2</sup>:

**Tabla 1.1. Componentes principales de la cascarilla del café.**

Componente	Porcentaje %
Celulosa bruta	50.2
Cenizas	1.0
Humedad	12

Además:

Poder calorífico (PCI)	4,000 kcal/kg
Densidad Aparente	230 kg/m <sup>3</sup>

#### 1.2.2. La cascarilla de arroz

Es un subproducto obtenido en el proceso del arroz granza a arroz oro, específicamente después del trillado. Está constituido por parte de la almendra harinosa, la capa de aleurona además es rica en fibra, grasa (12%- 15%), almidón (23-28%) el bajo grado de lignificación (2.5%), un notable contenido en proteína y un contenido de fósforo de (1.35%). Representa entre el 20 y 25 % del arroz granza.

Podemos decir que tradicionalmente en Nicaragua, los rendimientos promedios del proceso del arroz, han sido: 56% en arroz oro, 6% semolina, 1% en puntillas o arroz quebrado, **21% de cascarilla** y 3% desechos de limpieza.

<sup>1</sup> Rivera, Jairo. Instituto de Centroamérica y Panamá. Características de los frutos del café.

<sup>2</sup> Aguirre, Francisco. La utilización del grano del café y de sus subproductos. ICAITI. Guatemala, 1966.



La cascaría del arroz es un material altamente higroscópico, que en los años 1985 a 1990 no tenía ningún valor alimenticio, pero en la actualidad en algunos trillos del norte, están sometiendo la cascarilla a un proceso de molido para luego combinarlo con la se molina proveniente del pulido y así obtener comida para animales de granja.

### 1.2.2.1. Caracterización físico-química

“La cascara tiene alrededor de un 20% de cenizas. Su poder calorífico varía de 3,300 a 3,600 kcal/kg. La temperatura de combustión es alta, aproximadamente de 800 a 1,000 °C.” la humedad de la cascaría, aunque en apariencia parece seca, alcanza ente un 10-12% y expuesta a la intemperie llega a tener un contenido de un 25 % de aquí proviene a ser un material higroscópico.<sup>3</sup>

Además, tiene una baja densidad aparente de 128 kg/m<sup>3</sup>. La característica de su peso específico encarece el manejo de la misma en almacenamiento y transporte desde distancias lejanas.

“Presenta algunos problemas con el manejo de la misma por ejemplo: Un equipo de transporte de banda puede manejar 50 ton. De arroz granza, éste mismo esquivo solo puede manejar 10 ton. De cáscara (debido a su volumen), por otra parte la cáscara tiene una inercia baja y una resistencia alta al aire por que cualquier sistema que involucre echar cascara al aire es relativamente difícil.

### 1.2.3. Serrín o Aserrín

Es un pedazo de material en forma de lámina enrollada o de espiral y polvillo fino que es extraído mediante un cepillo u otra herramienta, tales como brocas, cierras entre otros, al realizar trabajos sobre la madera o los metales.

Según la bibliografía consultada se dice que de un árbol corriente, se obtienen menos de las dos terceras partes para su posterior elaboración, mientras el tercio restante o se queda abandonado, se quema o lo recogen como leña los habitantes del lugar. Después de la elaboración, sólo un 28 por ciento del árbol se convierte en madera aserrada, quedándose el resto en residuos como se muestra a continuación en la tabla número 2.

---

<sup>3</sup> Pérez Navarro María del Socorro y Morales Mendoza Olivia del Carmen. Aprovechamiento de los desechos agroindustriales como fuente alternativa en la generación de energía, Monografía UNI, Facultad de tecnología de la industria.



**Tabla 1.2. Distribución de un árbol corriente apeado para madera de aserrío<sup>4</sup>.**

Parte o producto de un árbol	Proporción %
<b>Dejado en el bosque:</b>	
Capa, ramos y follaje	23.0
Tocón (excluidas las raíces)	10.0
Aserrín	5.0
<b>Aserrío:</b>	
Viruta, costeros y recortes	17.0
Serrín y menudos	7.5
<b>Total</b>	<b>62.5</b>

La industria de transformación de la madera genera altos volúmenes de residuos con un 62.5 % de cada árbol cortado, su acumulación provoca efectos ambientales negativos como la emisión del dióxido de carbono, contenido en la materia orgánica, además dichos residuos se pueden convertir en un medio ideal para la generación de plagas y enfermedades, entre otros.

En Nicaragua desde tiempos remotos el uso principal de estos desechos de la industria forestal, ha estado predominado para consumo doméstico: para la limpieza de pisos, cocción de alimentos y artesanías. A nivel industrial se utilizan (costeros y recortes) en calderas que generan vapor en las mismas plantas para el secado de la madera<sup>5</sup>, dejando el serrín para los pobladores de los pueblos cercanos para uso doméstico (Ciudad Sandino). También existen otros usos menos convencionales como: Combustible al fabricar briquetas y carbón, tableros, papel y camada de complejos avícolas.

“En otros países como Cuba los desechos de la industria forestal fueron analizados según la composición química de los mismos y en conclusión recomiendan el uso de esta biomasa para obtener diversos productos: por su contenido en carbohidratos, en la industria celulosa-papel o la industria hidrolítica se produce levadura forrajera, etanol combustible y otros; por el contenido de materia orgánica, como optimizador de suelo ya que incrementa la capacidad de cambio catiónico y estabiliza la proporción de nitrógeno en la mineralización, como combustible en hogares o calderas industriales, generador de electricidad y para la producción de carbón; por el contenido de lignina, para la preparación de adhesivos, resinas y dispersantes<sup>6</sup>.”

<sup>4</sup> Gonzáles Leonardo, Estudio comparativo de BSC y maderas en la elaboración de Eco-materiales.

<sup>5</sup> En el Aserradero COMADECO

<sup>6</sup> Godoy Esther Álvarez, Aprovechamiento del aserrín mediante su transformación hidrolítica y como fuente de biomasa.



### **1.2.3.1. Caracterización físico-química.**

El serrín presenta una densidad aparente del  $0.25 \text{ Tm/m}^3$ . Las cenizas representan el 12 %. El poder calórico que posee depende del contenido de humedad que contenga, considerando una humedad del 50 % y 20% se obtienen un poder calórico de 2,428 kcal/kg y 4,856 kcal/kg respectivamente.

### **1.3 Briqueta a Producir**

Se decide fabricar una briqueta de 80gr con forma de cono truncado con un diámetro mayor y menor de 73mm y 75mm respectivamente con una altura de 25mm. Si se logra una producción de 15 briquetas por minuto, la máquina sería capaz de procesar hasta 72Kg de biomasa por hora.



## CAPITULO II

### ESTUDIO DE LA BIOMASA

#### 2.1 Propósitos del Estudio

En principio todo diseño tiene como fin satisfacer una necesidad y ser rentable. Para ello es necesario simular todos los pasos hipotéticos del proceso y hacer ensayos de cada uno de ellos.

##### 2.1.1 Hipótesis del Proceso

Se pretende fabricar briquetas a partir de desechos agroindustriales anteriormente mencionados<sup>1</sup>, no obstante tratar de compactar esta materia en su estado natural requiere de mucha fuerza mecánica, lo cual es costoso tanto energéticamente como en muchos parámetros de diseño (tamaños, materiales y fabricación), por eso, se proyecta que al moler y mezclar con aglutinantes la materia prima, se logrará facilitar el proceso de briquetado.

Por tanto se han programado los siguientes pasos del proceso, molido, clasificación, mezclado, briquetado y combustión.

#### 2.2 Ensayos de Molido y Clasificación

Inicialmente se realizaron ensayos de molido en molinos domésticos de accionamiento manual de tipo disco, con el objetivo de obtener una idea de las distintas complicaciones que surgirían de este proceso, obteniéndose:

##### 2.2.1 Ensayo con cascarilla de café

- Es necesaria la aplicación de una fuerza considerable, para realizar la acción.
- Se requiere de dos pasadas, puesto que con una, sólo se logra reducir a la mitad el tamaño del grano.
- Presenta muy baja productividad.

##### 2.2.2 Ensayo con cascarilla de arroz

- Es necesaria la aplicación de una fuerza considerable, para realizar la acción.
- Presenta una mayor productividad, con respecto a la cascarilla de café.
- Calentamiento en los discos de fricción del molino, a causa del alto contenido de sílice en la cascarilla.

---

<sup>1</sup> Capítulo 1

### 2.2.3 Ensayos con serrín

- Se presentó un atascamiento de la máquina.
- Compactación del material, producto de su contenido de resina, obstruyendo la máquina, imposibilitando así el proceso de molido, (Figura 2.1).



Figura 2.1, Serrín compactado en molino manual

### 2.2.4 Ensayos en molino eléctrico semindustriales de tipo disco.

Del ensayo anterior, se dedujo que el molido de serrín es inseguro realizarlo en molinos semindustriales de tipo disco, sin embargo no es muy necesario este proceso, puesto que se puede adquirir con un tamaño de grano bastante fino.

Los ensayos de molido del resto de las materias primas, se realizaron en estos molinos, en los cuales se obtuvieron los siguientes resultados de costo:

Tabla 2.1 Ensayo de molido de cascarilla de café y arroz.

Material	Tiempo de Proceso (min)	Cantidad (Kg)	Potencia del Motor (HP)	Costo de la Energía (C\$/KWh)	Indicador Económico (C\$/Kg)	Indicador de Producción (Kg/hr)
Cascarilla Café	25	4.19	5	6.0986	2.26	10.06
Cascarilla Arroz	5	3.75	5	6.0986	0.51	45.00

### 2.2.5 Ensayos de Clasificación Granulométrica

Estos ensayos se hicieron con el propósito de clasificar la materia en un determinado rango de tamaños de granos, para comprobar su influencia en el proceso de compactación.

En nuestro ensayo se logró clasificar la biomasa en tres clases de granos, los cuales son los siguientes<sup>2</sup>:

- Grano grueso con un tamaño mayor a 2.35 mm.
- Grano medio con un tamaño mayor a 1.25 mm y menor a 2.35 mm.
- Grano fino con un tamaño menor a 1.25 mm.

<sup>2</sup> Ver Tabla de Tamaño de Tamices. Anexo 2.1

De nuestros ensayos de molido de biomasa en molinos eléctricos semindustriales de tipo disco, se obtuvieron los siguientes porcentajes de cantidad de grano según su tamaño, estos están basados en peso:

**Tabla 2.2. Porcentajes de grosor por molido**

Material	Grano Fino	Grano Medio	Grano grueso
Arroz	57.51%	20.17%	22.32%
Café	46.62%	25.68%	27.70%
Serrín	53.05%	34.74%	12.21%

Estas son unas ilustraciones comparativas de la clasificación de la cascarilla de arroz según la finesa del grano:



**Figura 2.2, Grano Fino**

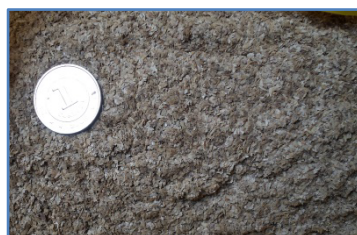


**Figura 2.3, Grano Medio**

Estas son unas ilustraciones comparativas de la clasificación de la cascarilla de café según la finesa del grano:



**Figura 2.4, Grano Fino**



**Figura 2.5, Grano Medio**



**Figura 2.6, Grano Grueso**

Estas son unas ilustraciones comparativas de la clasificación de serrín según la finesa del grano:



**Figura 2.7, Grano Fino**



**Figura 2.8, Grano Medio**



**Figura 2.9, Grano Grueso**





Algo muy importante que se debe de conocer en este estudio, es la densidad suelta de cada material, puesto que varía con el tamaño de grano a causa de la disminución de los espacios de aire entre partícula y partícula.

La relación de cambio de densidades entre materia prima y briqueta, es directamente proporcional a la magnitud de la relación de compresión, la cual se debe lograr en la cámara de compactación de la briquetadora, así mismo influirá en la carrera de desplazamiento del punzón, esto se detallará en los capítulos posteriores afines al diseño.

Para nuestras muestras de las distintas biomásas tenemos los siguientes valores de densidad suelta<sup>3</sup>:

**Tabla 2.3 Densidad suelta para la cascarilla de Arroz.**

Cascarilla de Arroz	Densidad Suelta (Kg/m <sup>3</sup> )
Grueso	186.11
Medio	272.28
Fino	400.20

**Tabla 2.4 Densidad suelta para la cascarilla del Café.**

Cascarilla de Café	Densidad Suelta (Kg/m <sup>3</sup> )
Grueso	286.76
Medio	338.31
Fino	387.76

**Tabla 2.5 Densidad suelta para el Serrín.**

Serrín	Densidad Suelta (Kg/m <sup>3</sup> )
Grueso	122.54
Medio	167.04
Fino	204.83

Como podemos apreciar de las tablas anteriores, la cascarilla de arroz tiene una densidad superior a las demás biomásas, y siendo el serrín una de las materias más livianas con la que debemos de lidiar. Algo que se debe señalar es que entre más denso sea el combustible, más poder calórico se obtendrá por unidad de volumen.

<sup>3</sup> Ver Tabla de densidades sueltas. Anexo 2.2



### **2.3 Ensayos de Mezclado y Briquetado**

El ensayo de mezclado consiste en combinar diversos porcentajes de materia prima o biomasa, con distintos aglutinantes con una notable manipulación de la humedad. Esto con el objetivo de garantizar la integridad física del producto final, sin perjudicar sus propiedades térmicas y sin dejar de poner atención al ámbito económico.

En este ensayo se deben delimitar las mezclas posibles, porque no es objetivo de este estudio monográfico determinar la receta de la briqueta perfecta, si no, describir los requisitos del pre proceso para la elaboración de bloques sólidos combustibles, con un proceso de compactación simple. Es también prioridad del estudio avalar las características del producto final, a partir de las combinaciones que se lograron realizar por medio del tanteo.

#### **2.3.1 Aglutinantes**

Los aglutinantes son sustancias, o la combinación de sustancias químicas con la capacidad de aglomerar partículas de otra sustancia. No obstante la elección de dichas sustancias depende en mayor parte de su capacidad de aglomeración, de sus posibles efectos en la incineración, y por supuesto su costo.

Hay diversos tipos de aglutinantes que pueden ser empleados para nuestro propósito, por ejemplo; cal, almidón, melaza, aceite usado de motor, arcilla, alquitrán y cemento. Por otra parte se pretende que el contenido de la briqueta sea ecológico, por tanto se descarta el uso del alquitrán y aceite usado de motor, ya que ambos se fabrican a partir de combustibles fósiles, también en el caso del aceite, puede provocar emanaciones de humo contaminante.

La melaza es un aglomerante muy poderoso y ecológico, no obstante es difícil de conseguir, y su precio es elevado. Otro aglutinante rechazado por causas económicas es el cemento, aunque también se duda sobre su aplicación para fines combustibles.

Los aglutinantes seleccionados para la elaboración de los ensayos son la cal y el almidón. El almidón es un polisacárido presente en muchas plantas, es por ello que es una sustancia ecológica, su precio es relativamente bajo y es capaz de quemarse. La cal es muy buena como aglomerante, sin embargo es una sustancia neutra a la hora quemarse, esto significa que el porcentaje en mezcla podrá alterar potencialmente el poder calórico de la briqueta.

### 2.3.2 Procedimiento de mezclado

Los porcentajes de mezcla entre materia prima y aglutinante se hacían por medio de tanteo con manipulación de la humedad, se comprobaba manualmente su aglomeración (ver ilustración 11 y 12), esto con el fin de evitar la realización de una cantidad innecesaria de ensayos, pues se comprobó que las mezclas que no eran capaces de aglomerar bajo esfuerzos de compresión, no eran capaces de presentar señales de aglomeración mediante la compactación manual.



Figura 2.10, Mezcla por Tanteo



Figura 2.11, Compactación Manual

La densidad de las mezclas varía según la cantidad de cada ingrediente<sup>4</sup>, de tal modo que debe ser calculada por medio de la siguiente expresión:

$$\rho = \frac{m_{bm} + m_{ag} + m_a}{\frac{m_{bm}}{\rho_{bm}} + \frac{m_{ag}}{\rho_{ag}} + \frac{m_a}{\rho_a}} \quad \text{Eq. (2 - 1)}$$

En donde:

- $\rho$ : Densidad de la mezcla (Kg/m<sup>3</sup>).
- $\rho_{bm}$ : Densidad de la biomasa (Kg/m<sup>3</sup>).
- $\rho_{ag}$ : Densidad del aglutinante (Kg/m<sup>3</sup>).
- $\rho_a$ : Densidad del agua (1,000 Kg/m<sup>3</sup>).
- $m_{bm}$ : Cantidad de la biomasa (g).
- $m_{ag}$ : Cantidad del aglutinante (g).
- $m_a$ : Cantidad de agua (g).

<sup>4</sup> Ver Tabla Densidad de Mezclas. Anexo 2.4



### 2.3.3 Humedad en mezclas

En estos ensayos es muy importante determinar la cantidad de humedad, por la simple razón de que esta influye en la capacidad de aglomeración de la mezcla, así también en la combustión de la briqueta. Es por ello que era imprescindible conocer el grado de humedad de cada uno de los ingredientes y de la mezcla final, a partir de ahí se procedió con los ensayos de humedad.

En este ensayo se practicó la medición mediante secado en horno, es la medición más precisa. Consiste en medir la masa del sólido a prueba en una balanza, y calentarlo luego en un horno cerrado. El horno se pone a una temperatura que, según conocimientos previos, asegura una humedad estacionaria muy pequeña en el sólido, en este caso se llevaron las muestras a 120 °C por un periodo de 24 horas. Por último se procede a pesar las muestras ya secas para por fin determinar su humedad.

Para determinar la humedad de la muestra se utiliza la siguiente formula:

$$H = \frac{m_a}{m_s + m_a} \quad \text{Eq. (2 - 2)}$$

Para la conveniencia de este caso, uso:

$$H = \frac{W_{rmh} - W_{rms}}{W_{rmh} - W_r} \quad \text{Eq. (2 - 3)}$$

En donde:

- $H$ : es la humedad dada en porcentaje.
- $m_a$ : es la cantidad de agua (g)
- $m_s$ : es la cantidad de la muestra seca (g).
- $W_{rmh}$ : es el peso del recipiente con la muestra húmeda (g).
- $W_{rms}$ : es el peso del recipiente con la muestra seca (g).
- $W_r$ : es el peso del recipiente (g).

A continuación se presentan algunas ilustraciones del ensayo de determinación de la humedad:



Figura 2.12, Pesado de Recipientes



Figura 2.13, Pesado de Recipientes y Muestras antes del Secado



Figura 2.14, Colocación de Muestras en el Horno de Secado



Figura 2.15, Muestras Después del Secado

Tabla 2.6. Resultado de ensayo de humedad

Material	Grano	Wr (g)	Wrmh (g)	Wrms (g)	Humedad en Peso
Serrín	Fino	47.30	90.40	85.80	10.67%
	Medio	42.50	88.30	83.90	9.61%
	Grueso	40.17	79.31	75.38	10.04%
Arroz	Fino	40.79	86.54	84.96	3.45%
	Medio	47.86	92.44	91.94	1.12%
	Grueso	47.03	88.35	86.8	3.75%
Café	Fino	41.76	131.82	129.9	2.13%
	Medio	42.47	117.14	114.86	3.05%
	Grueso	48.38	110.32	108.1	3.58%
Cal	-	47.53	101.2	96.1	9.50%
Almidón	-	32.35	111.75	100.71	13.90%

Por otra parte, se debe de conocer el porcentaje de humedad total de la mezcla, el cual no sólo difiere por la cantidad de agua que se le proporcione, sino también de la proporción de biomasa y aglutinante que se le agregue<sup>5</sup>. Para conocer dicha humedad tenemos la siguiente formula:

$$H_t = \frac{m_{bm} \cdot H_{bm} + m_{ag} \cdot H_{ag} + m_a}{m_{bm} + m_{ag} + m_a} \quad \text{Eq. (2 - 4)}$$

En donde:

- $H_t$ : es la humedad total dada en porcentaje.
- $m_{bm}$ : es la cantidad de biomasa (g).
- $m_{ag}$ : es la cantidad de aglutinante (g).
- $m_a$ : es la cantidad de agua añadida (g).
- $H_{bm}$ : es la humedad de la biomasa.
- $H_{ag}$ : es la humedad del aglutinante.

### 2.3.4 Ensayos de Compactación

Por medio de este ensayo se pretende obtener la presión óptima de compactación, la cual debe ser la mínima necesaria para lograr los requerimientos anteriormente mencionados de las briquetas.

Se procedió entonces a elaborar dos moldes cónicos de distintos tamaños, con el propósito de conseguir distintos niveles de presión. Se fabricaron con cierta conicidad para facilitar la extracción del espécimen, ambos son de madera, los cuales no presentaron ningún problema durante los ensayos a altas presiones, sin embargo se tuvo que equipar dichos moldes con una base inferior debidamente atornillada, para evitar que a la hora de compactar la materia prima este se levantara (ver las ilustraciones).

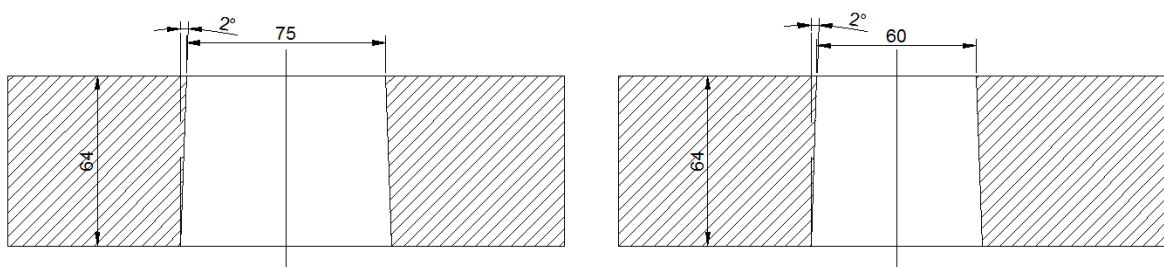


Figura 2.16, Modelo de los Moldes

<sup>5</sup> Ver Tabla de Las Mezclas y sus Características. Anexo 2.3





Figura 2.17, Fabricación de los Moldes



Figura 2.18, Base Atornillada de los Moldes

Luego de asegurar la base, se procede a llenar el molde con una cantidad específica del material a compactar. Se efectúa entonces la prueba en una máquina para probar la resistencia a la compresión de distintos elementos de construcción, la cual puede ejercer hasta 300,000 lbf de compresión y es capaz de medir la carga aplicada en tiempo real.

No obstante este ensayo se desarrolló por medio de tanteo, en donde se compactase la mezcla a una determinada fuerza y luego a otra, o simplemente cambiando el molde, puesto que sus áreas de compresión son distintas. De cualquier modo, se pretendía verificar el comportamiento de cada mezcla a distintas presiones<sup>6</sup>.

Luego de la compactación se procede a la cuidadosa extracción del espécimen, esto se facilita gracias a la conicidad de los moldes, aunque se presenta un pequeño porcentaje de pérdida de material, entre los procesos de compactación y extracción del bloque sólido combustible.



Figura 2.19, Ensayos de Compactación



Figura 2.20, Extracción del Especimen

<sup>6</sup> Ver Tabla de Resultados de Ensayos de Compactación. Anexo 2.6

### 2.3.5 Humedad en la Briqueta

Una forma de corroborar el comportamiento del espécimen de cada briqueta, era plantear observaciones tales como su integridad y medir su humedad, puesto que estas magnitudes cambian conforme va cediendo su humedad al medio ambiente.



Figura 2.21, Briqueta Obtenida (#30)

La humedad de la briqueta es la misma de la mezcla en el instante inmediato después de salir del proceso de briquetado (ver ilustración 21). Por lo tanto se procedió a pesar los especímenes y ratificar su integridad a las 24 y 48 horas después de su fabricación<sup>7</sup>.

Hipotéticamente el peso que perdiese cada muestra, se debía a la humedad cedida al ambiente; sin embargo por efectos del secado, muchas briquetas perdieron su integridad, y las que no, se les desboronaban algunos granos. Es por eso, que sólo se posee datos de la humedad final de las briquetas sobrevivientes al proceso de secado<sup>8</sup>.

Para determinar la humedad final de las briquetas se tiene:

$$H_2 = \frac{m_1}{m_2} \cdot (H_1 - 1) + 1 \quad \text{Eq. (2 - 5)}$$

En donde:

- $H_2$ : Humedad final (%).
- $H_1$ : Humedad inicial o de la mezcla (%).
- $m_1$ : Masa inicial de la briqueta (Inmediata después del proceso) (g)
- $m_2$ : Masa de la briqueta después del secado (g).

<sup>7</sup> Ver Tabla de Resultados de Integridad 24 y 48 horas después del proceso. Anexo 2.7

<sup>8</sup> Ver Tabla de Humedad de las Briquetas después del secado. Anexo 2.8





## **2.4 Ensayos de Combustión**

Para este ensayo se prevé la conformación de una cantidad considerable briquetas, cabe señalar que para la realización de dicho ensayo es imprescindible lograr crear un ambiente controlado, para poder analizar correctamente y obtener resultados verídicos. No obstante el valor energético no cambia y la mayoría de briquetas se formaron si la necesidad de aglutinantes combustibles.

## **2.5 Ensayos de Cenizas**

Uno de los objetivos de este estudio es describir el comportamiento de los bloques solidos combustibles, por tanto una de sus características importantes es la cantidad de residuos (cenizas) que este producto deja al quemarse.

### **2.5.1 Procedimiento del Ensayo**

Este procedimiento es muy similar a la técnica con que se realizó el ensayo de humedad en dónde; primeramente se pesó el recipiente contenedor vacío, luego el contenedor con una cantidad de material, se procedió a incinerarse el contenido en un horno y posteriormente pesar el contenido de los recipientes que obviamente sólo son cenizas. (Ver Anexos 1.7)



## CAPITULO III

### MECANISMOS PARA EL DISEÑO

#### 3.1 Funciones de la Máquina

Antes de establecer el conjunto de mecanismos que harán posible la funcionalidad de la máquina, es preciso especificar los requerimientos de la misma.

##### 3.1.1 Alimentación

Esta debe poseer una admisión constante de materia prima, de tal manera que asegure la continuidad del proceso y evite ciclos de compactación ineficaces.

##### 3.1.2 Compactación

Esta es la función principal de la máquina, la cual debe desarrollarse de forma eficaz y eficiente, que asegure la calidad del producto y justifique la utilidad de la misma.

##### 3.1.3 Saque

Es preferible que dicha máquina proporcione la extracción segura del producto, ya sea para facilitar el transporte y el almacenamiento, o acortar tiempos de embalaje.

##### 3.1.4 Automatización y Sincronización

Asegurar un grado de automatización proporcionará a la máquina una ventaja tanto económica como comercial, sin embargo si se desea conseguir, no bastara con sincronizar los tiempos de cada función respecto de la anterior, es posible que sea necesario la utilización de otros mecanismos, o auxiliarse de la electrónica a base de sensores y transductores.

#### 3.2 Selección de Mecanismos

##### 3.2.1 La Compactación

Se precisa seleccionar primeramente un mecanismo para la compactación, por ser la función principal y fundamental de la máquina, además dependiendo de este, es más fácil optar por otras opciones ya sea en la alimentación o en el saque del producto.



Se propone el mecanismo Biela-Manivela, por su capacidad de funcionar de forma cíclica, la cual por su naturaleza, permite compactar en un movimiento de ida y hacer otro tipo de maniobras en la carrera de vuelta, con la ventaja de alimentar dicho mecanismo con una fuente de potencia continua.

### **3.2.2 La alimentación**

Para abaratar los costos y mantener la simplicidad de la máquina se opta por una alimentación por gravedad, en donde la materia prima descienda por medio de una tolva hacia su molde de compactación.

### **3.2.3 El Saque**

En base a nuestro criterio de diseño, se ha pensado en la construcción de moldes huecos, con la finalidad de que la materia prima ingrese por un lado y su parte inferior esté sellada por una placa de contra presión en el momento de la compactación, y al momento del saque salga el producto terminado por el lado inferior estando ya abierto, tal y como se hizo con los moldes de ensayo.

De igual manera que en la compactación se opta también por el mecanismo de biela-manivela, con la diferencia que este debe de descender a una profundidad mayor que el mecanismo de compactación para obligar a salir al producto terminado.

Para lograr la compactación y el saque del producto de forma automática, es necesario auxiliarse de otro mecanismo el cual permita dicha transición.

### **3.2.4 Transición Llenado - Compactación - Saque**

Como en todo proceso, se utiliza una línea de producción en donde se encuentran las fases de producción las cuales serían la alimentación, la compactación y el saque.

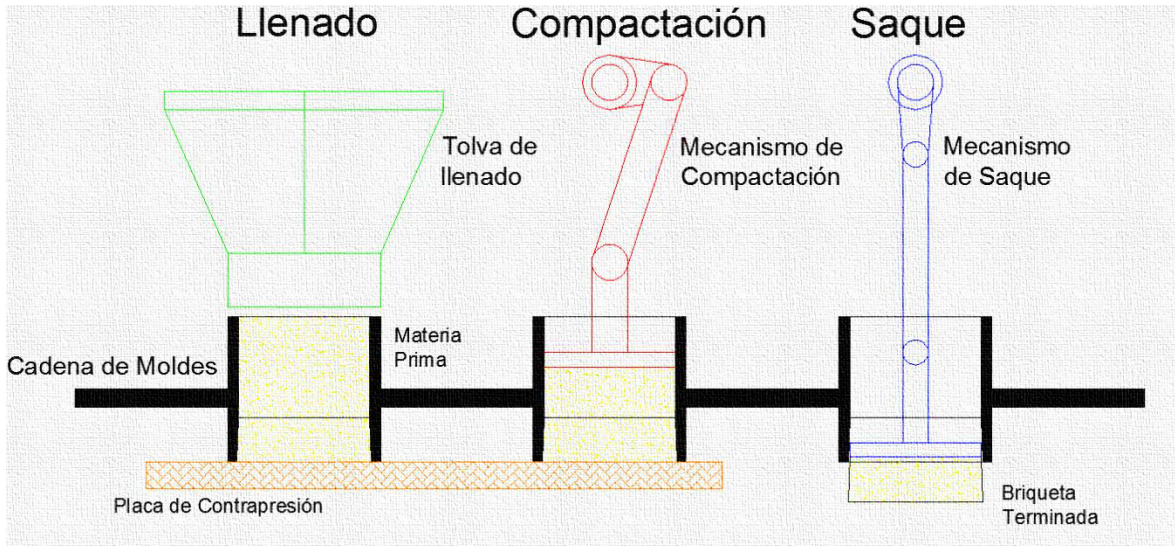


Figura 3.1 Ciclo del Proceso

Como se puede apreciar, el proceso es totalmente cíclico y el arreglo de los moldes se puede cambiar. En virtud de tener una cadena de moldes de forma lineal, se decide colocar los moldes en un arreglo circular muy parecido al tambor de un arma de fuego del tipo revólver (figura 3.1). De ahí, se nombra revólver al conjunto de moldes que giran solidariamente alrededor de un eje.

De esta manera todos los moldes girarán en torno a un eje, deteniéndose en cada fase, y al terminar esta, girar hacia la siguiente hasta completar el ciclo y comenzar nuevamente. Ya que sólo son tres las fases del proceso, en teoría sólo se necesitan tres moldes giratorios, no obstante esto puede cambiar por factores como el posicionamiento y la dinámica del mecanismo que accionará dicho giro.

En esto caso se necesita un mecanismo que transforme un movimiento giratorio continuo, en un movimiento giratorio intermitente, y uno de los más eficaces para este fin es el mecanismo de Cruz de Malta.

### 3.2.5 Sincronización del Biela-Manivela y la Cruz de Malta

La sincronización de los mecanismos puede apreciarse figura 3.2 y se explica en los siguientes pasos, se ha tomado un modelo de revólver de cuatro piezas con el objetivo de exponer su funcionamiento. Nótese que el ángulo de rotación de Biela-Manivela es solidario con la rotación del accionador de la Cruz de Malta. Se aclara que el mecanismo de compactación está esbozado en el plano de vista frontal y el mecanismo de Cruz de Malta esta visto desde la vista de planta.



1. Con el molde lleno de materia prima y en posición (color rojo), está listo para la fase de compactación, en donde el punzón baja accionado por el conjunto biela-manivela a una respectiva fuerza de diseño.
2. El punzón llega a su punto más bajo, la materia prima ya ha sido compactada y queda formada la briqueta.
3. Después el punzón empieza su carrera de retorno en dirección ascendente y sale de la cavidad del molde de compactación. En ese preciso instante el molde empieza a girar, estando accionado por el mecanismo de Cruz de Malta.
4. El punzón asciende a su punto más alto y el molde con la briqueta hecha (color rojo) está a mitad de camino para llegar a su siguiente fase. Nótese que el segundo molde (color amarillo) llegará a la fase de compactación, y está en movimiento solidario con los demás moldes.
5. El accionador de la Cruz de Malta deja de tener contacto con el revólver y por ende el conjunto de moldes se detiene y el primer molde (color rojo) está listo para su segunda fase, tanto como el segundo (color amarillo) está preparado para la compactación.

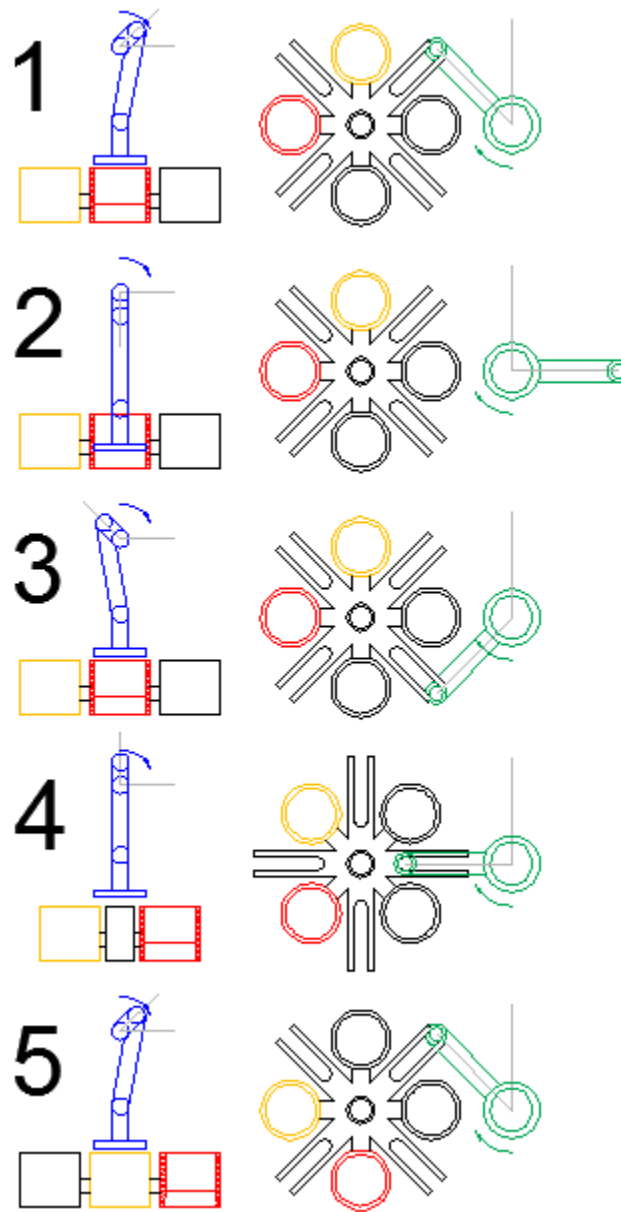


Figura 3.2 Sincronización del Revólver

### 3.3 Bosquejo de la Máquina

De todo lo anterior se tiene el siguiente esbozo:

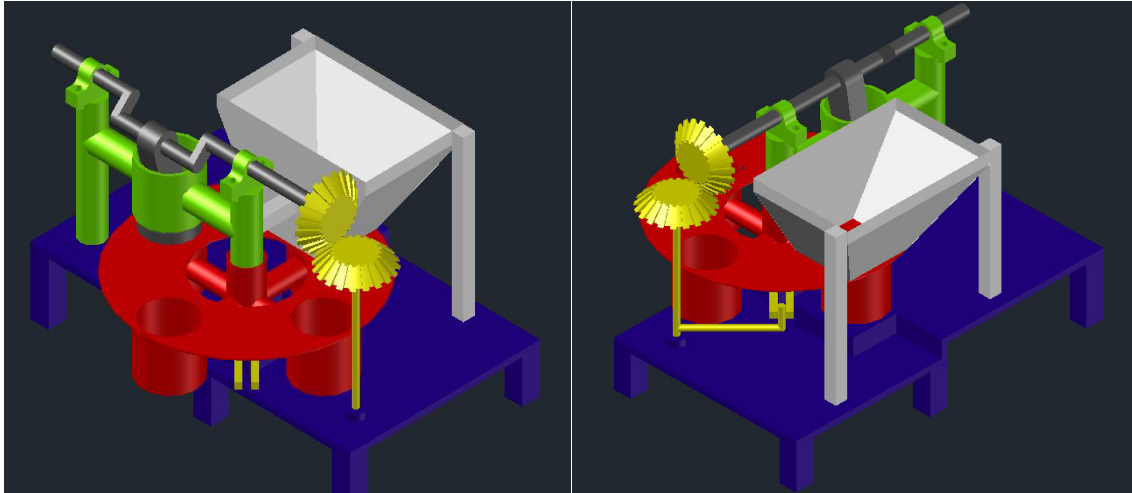


Figura 3.3, Esbozo de la Máquina

### 3.4 Dimensionamiento de los Mecanismos

Como parte fundamental del diseño mecánico es preciso establecer las dimensiones en paralelo con la determinación de las cargas de los mecanismos, pues es desde aquí donde se parte para la selección de materiales y formas de los distintos elementos de máquina.

#### 3.4.1 Dimensiones de Biela-Manivela de Compactación

##### 3.4.1.1 Longitud de Carrera de Compactación Efectiva del Biela-Manivela

La longitud de la carrera es directamente proporcional a la relación de compresión alcanzada, como se puede deducir a continuación.

$$V_c = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot C_{ce} \quad \text{Eq. (3 - 1)}$$

$$R_c = \frac{V_1}{V_2} \quad \text{Eq. (3 - 2)}$$

$$V_c = V_1 - V_2 \quad \text{Eq. (3 - 3)}$$

$$V_c = V_d(R_c - 1) \quad \text{Eq. (3 - 4)}$$

$$C_{ce} = \frac{4 \cdot V_d}{\pi \cdot D^2} (R_c - 1) \quad \text{Eq. (3 - 5)}$$

En donde:

- $V_c$ : Volumen Compactado ( $\text{mm}^3$ )
- $V_1$ : Volumen Inicial Cualquiera ( $\text{mm}^3$ )
- $V_2$ : Volumen Final Cualquiera ( $\text{mm}^3$ )
- $V_d$ : Volumen de Diseño del Producto Terminado ( $\text{mm}^3$ )
- $D$ : Diámetro del Punzón de Diseño (mm)
- $R_c$ : Relación de Compresión
- $C_{ce}$ : Carrera de Compactación Efectiva (mm)

Del capítulo uno se establece que el volumen de la briqueta será de  $107.5 \text{ cm}^3$ , y de la tabla de resultados de las relaciones de compresión, se escoge una relación de número más alto y que tenga menos influencia de humedad, para que la máquina sea capaz de manejar el mayor volumen de compactación requerido. Por tanto el serrín de grano fino tiene un valor aproximado de 2.93. Para facilitar los cálculos se trabajara con una relación de compresión de diseño de 3.

Con la ecuación 3 - 5, se obtiene:

$$C_{ce} = \frac{4 \cdot 107.5 \cdot 10^3 \text{ mm}^3}{\pi \cdot (73 \text{ mm})^2} \cdot (3 - 1)$$

$$C_{ce} = 51.3692 \text{ mm}$$

$$C_{ce} \approx 52 \text{ mm}$$

#### 3.4.1.2 Longitud de Biela y Manivela

Se recomienda que la biela deba tener una longitud de 3 a 5 veces la longitud de la manivela. Por tanto, nuestro criterio de diseño es crear una biela con una longitud 4 veces mayor que la manivela y la longitud de carrera del punzón es 2 veces la longitud de la manivela.

Como se mencionó anteriormente, se pretende lograr un cierto grado de automatización, y para eso se prescinde de un cuarto de revolución ( $90^\circ$  de rotación) del eje motriz que acciona el mecanismo biela-manivela, para maniobrar también otros mecanismos. La rotación está distribuida equitativamente (ver

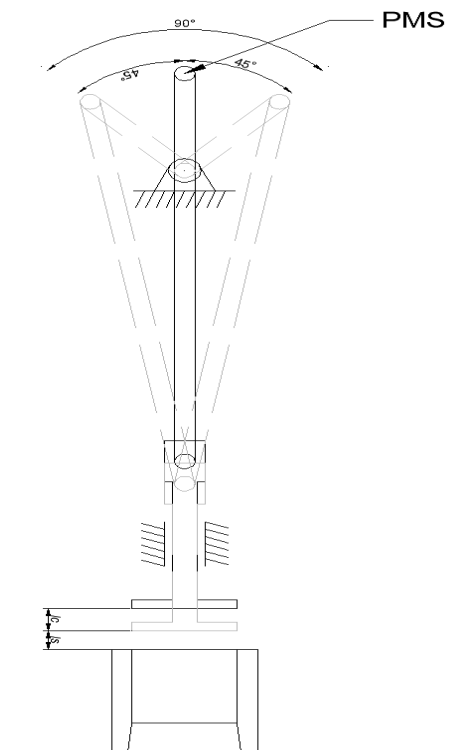


Figura 3.4, Longitudes  $L_c$  y  $L_s$





figura 3.4) respecto la posición del punto muerto superior (PMS) dando como resultado un desplazamiento al que se le llamará longitud de claro  **$L_c$** .

Sin embargo es preciso mencionar que se ha pensado en una longitud de seguridad  **$L_s$**  que permita tener cierta holgura entre el punzón y el molde de compactación en el momento que el eje rote  $45^\circ$  respecto su PMS en cualquier sentido, puesto que la matriz del molde será móvil.

El punzón debe introducirse en la sección cilíndrica del molde y es preferible que en el momento de la inserción el molde este estático y el movimiento sólo sea ejecutado por el mecanismo de biela-manivela, de ahí se ha decidido a criterio propio que la longitud de seguridad debe de ser mayor a los 5mm.

Para facilitar el cálculo de las dimensiones se han suprimido las longitudes del punzón y vástago como se muestra en la figura 3.5. De donde se deduce.

$$L_t = L_m + L_b \quad \text{Eq. (3 – 6)}$$

$$L_t = C_{ce} + L_s + X \quad \text{Eq. (3 – 7)}$$

En donde:

- $L_t$ : Longitud total desde el punto más bajo de la compactación hasta el centro del eje de la manivela (mm)
- $L_m$ : Longitud de Manivela (mm)
- $L_b$ : Longitud de Biela (mm)
- $L_s$ : Longitud de Seguridad (mm)
- $X$ : Longitud Vertical del centro del eje de la manivela al centro del eje del punzón a una posición de  $45^\circ$  respecto el PMS (mm)

Por la aplicación de la ley del seno se tiene:

$$X = \frac{L_b}{\sin(45^\circ)} \cdot \sin \left\{ 45^\circ - \sin^{-1} \left[ \frac{L_m}{L_b} \sin(45^\circ) \right] \right\} \quad \text{Eq. (3 – 8)}$$

Y como:

$$L_b = 4L_m \quad \text{Eq. (3 – 9)}$$

Entonces:

$$L_t = 5L_m \quad \text{Eq. (3 – 10)}$$

$$X = \frac{4L_m}{\sin(45^\circ)} \cdot \sin\left\{45^\circ - \sin^{-1}\left[\frac{1}{4}\sin(45^\circ)\right]\right\} \quad \text{Eq. (3 - 8)}$$

$$X = (3.2299)L_m$$

$$L_t = C_{ce} + L_s + (3.2299)L_m$$

Sustituyendo

$$5L_m = C_{ce} + L_s + (3.2299)L_m$$

$$1.7701L_m = C_{ce} + L_s$$

$$L_m = \frac{C_{ce} + L_s}{1.7701}$$

$$L_m = \frac{52\text{mm} + 5\text{mm}}{1.7701}$$

$$L_m = 32.2015\text{mm}$$

Por criterios de diseño se decide dimensionar la manivela con una longitud de 33mm, la cual sería la distancia de excentricidad del codo del cigüeñal.

$$L_m = 33\text{mm}$$

En otras palabras la longitud entre el PMS y PMI es dos veces la longitud de la manivela o sea 66 mm.

Entonces la longitud de biela será:

$$L_b = 132\text{mm}$$

Por otra parte la longitud de seguridad  $L_s$  final será:

$$1.7701L_m = C_{ce} + L_s$$

$$L_s = 1.7701L_m - C_{ce}$$

$$L_s = 6.41\text{mm}$$

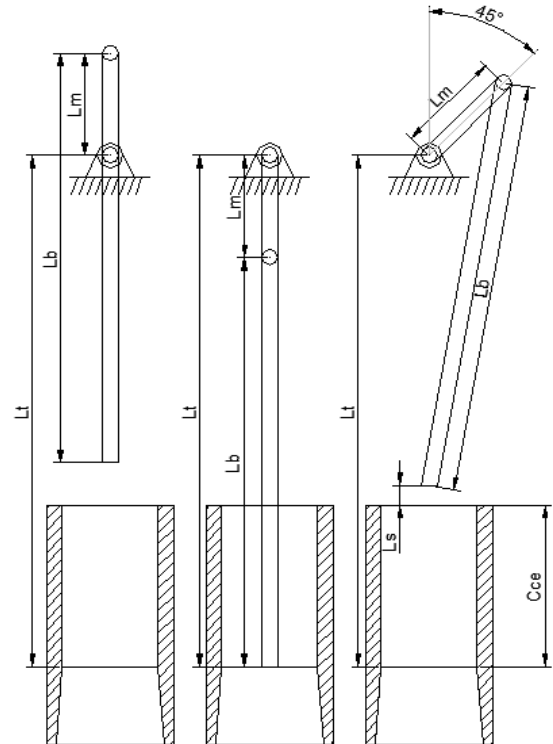


Figura 3.5, Longitudes  $L_m$  y  $L_b$

### 3.4.1.3 Dimensión de Vástago y Punzón

Como se puede apreciar en nuestro esbozo se pretende usar un pistón del diámetro de la briqueta a sacar. Es más conveniente usar un vástago y un punzón, así se ahorra material al no tener que cubrir un gran diámetro y puede ejecutar la misma función satisfactoriamente.

La longitud de vástago y punzón  $L_{vp}$  debe estar medida desde el centro del eje del bulón hasta el plano de compactación del punzón, y esta debe permitir el libre movimiento de la carrera así como desplazarse entre la profundidad del molde y la longitud de la guía.

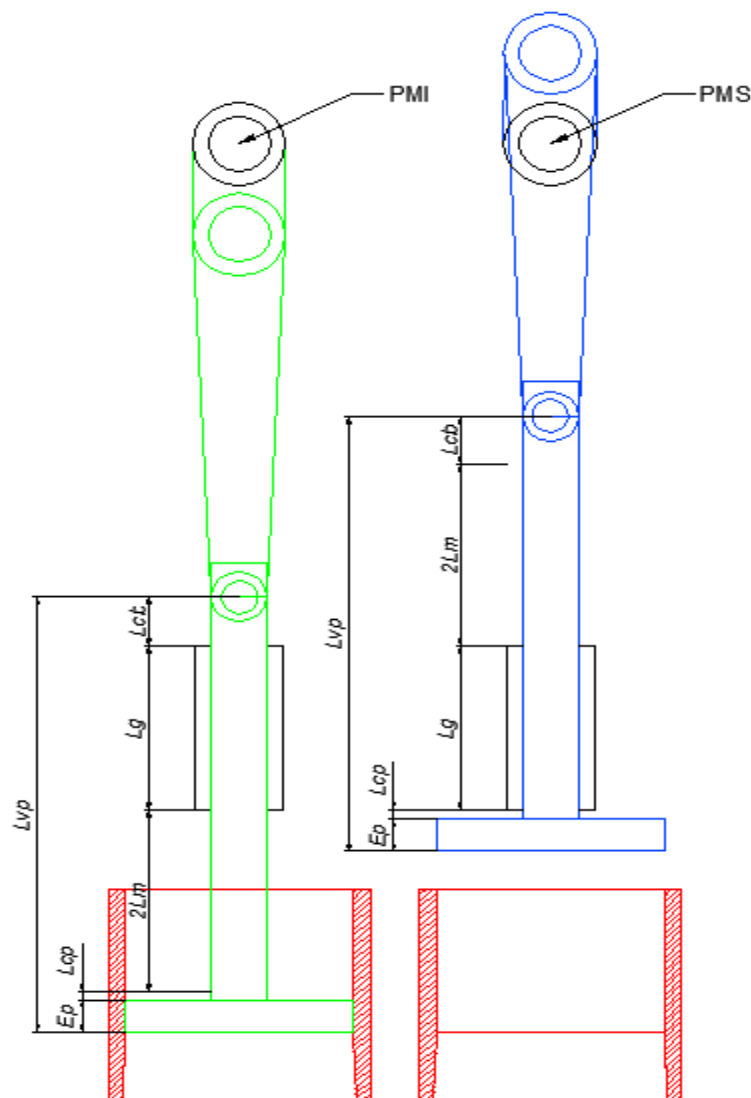


Figura 3.6, Longitudes de Vástago y Punzón



Entonces:

$$L_{vp} = E_v + L_{cv} + 2L_m + L_g + L_{cb} \quad \text{Eq. (3 – 11)}$$

En donde:

- $L_{vp}$ : Longitud total del vástago y punzón (mm)
- $L_m$ : Longitud de Manivela (mm)
- $E_v$ : Espesor de Punzón (mm)
- $L_{cb}$ : Longitud de Compensación de bulón (mm)
- $L_{cv}$ : Longitud de Compensación de punzón (mm)
- $L_g$ : Longitud de Guía (mm)

### 3.4.2 Dimensionamiento de Biela-Manivela de Saque

El único propósito de este mecanismo es empujar el producto compactado hacia abajo, por la parte inferior del molde. Es por eso que este mecanismo necesita otros criterios de diseño para escoger sus respectivas dimensiones, puesto que no basta sólo con aumentar la longitud de la manivela, ya que esta puede estar expuesta a colisiones. Por tanto se exponen los siguientes requisitos del mecanismo.

1. Es preciso que sea capaz de descender más allá del PMI del vástago.
2. El eje de la manivela debe ser coaxial con el eje de la manivela del mecanismo de compactación.
3. Se debe conservar una magnitud de longitud de seguridad similar a la expuesta anteriormente.

Para resolver el primer requisito se debe tomar en cuenta de que la longitud de carrera  **$L_{cs}$**  es mayor en este mecanismo, de lo cual se tiene:

$$L_{cs} = L_{cc} + E_b \quad \text{Eq. (3 – 12)}$$

$$L_{cs} = 66 \text{ mm} + 25 \text{ mm}$$

$$L_{cs} = 91 \text{ mm}$$

$$L_{cs} \approx 90 \text{ mm}$$

De donde:

$$L_{ms} = \frac{L_{cs}}{2} \quad \text{Eq. (3 – 13)}$$



$$L_{ms} = 45 \text{ mm}$$

En donde:

- $L_{cs}$ : Longitud de carrera de saque (mm)
- $L_{cc}$ : Longitud de carrera de compactación (mm)
- $L_{ms}$ : Longitud de manivela de saque (mm)
- $E_b$ : Espesor de Briqueta (mm)

La distancia que existe desde el eje del cigüeñal hasta el plano de compactación de la mesa es el mismo para ambos mecanismos de biela-manivela. Para obtener la longitud de la biela es preciso ubicar el mecanismo a  $\alpha = 45^\circ$  y fijar la longitud de seguridad de saque a la misma dimensión de longitud de seguridad de compactación. De ahí.

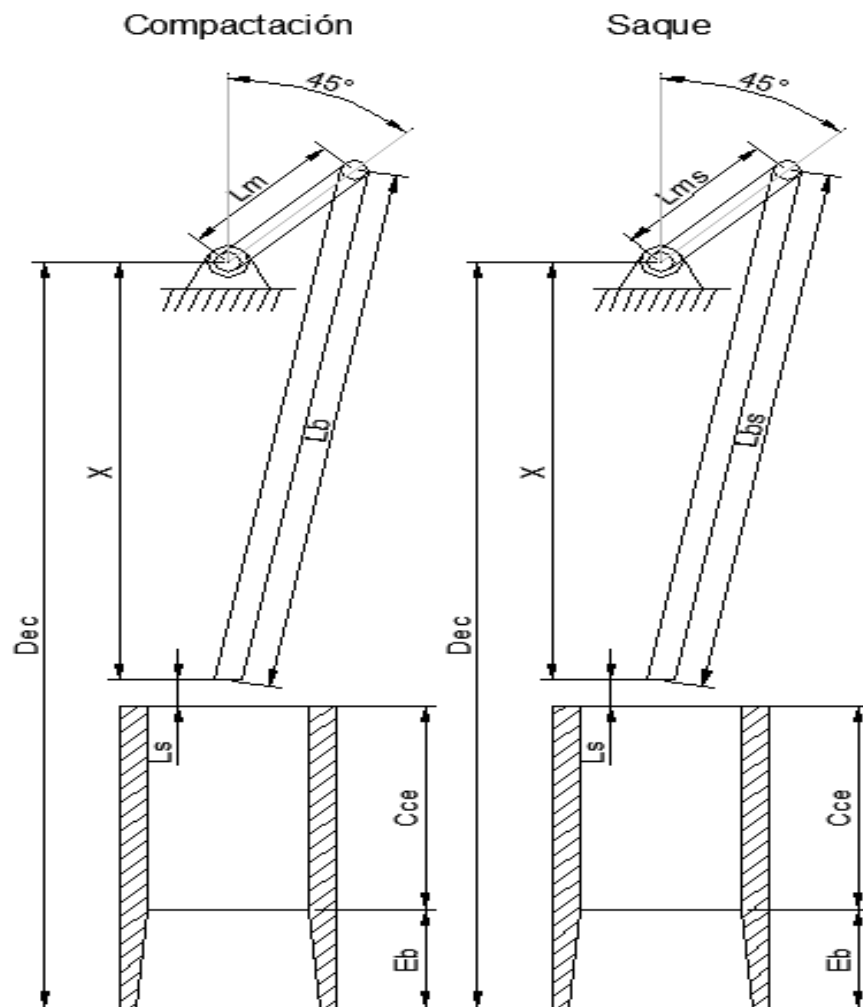


Figura 3.7, Longitudes de Vástago y Punzón de Saque



Del acápite 3.4.1.2 se tiene:

$$X = (3.2299)L_m$$

$$X = 106.5867 \text{ mm}$$

$$L_{bs} = X^2 + L_{ms}^2 - 2\cos(\alpha + 90^\circ)$$

$$L_{bs} = 142.0170 \text{ mm}$$

$$L_{bs} \approx 142 \text{ mm}$$

En donde:

- $L_{bs}$ : Longitud de biela de saque (mm)
- $L_{ms}$ : Longitud de manivela de saque (mm)
- $D_{ec}$ : Distancia al eje del cigüeñal (mm)

Para efectuar estos cálculos, la longitud del vástago es prescindible puesto que es la misma para ambos mecanismos y no repercute en algún tipo de cambio en la longitud de seguridad.

Sin embargo es muy importante conocer cuánto descenderá el mecanismo respecto el plano de compactación del punzón, esto se puede calcular muy fácilmente sumando las longitudes de biela y manivela en la posición PMI, de lo cual tenemos.

$$L_1 = L_m + L_b \quad \text{Eq. (3 – 14)}$$

$$L_2 = L_{ms} + L_{bs} \quad \text{Eq. (3 – 15)}$$

$$\Delta L = L_2 - L_1 \quad \text{Eq. (3 – 16)}$$

$$\Delta L = 187\text{mm} - 165\text{mm}$$

$$\Delta L = 22\text{mm}$$

Esto quiere decir que el mecanismo de saque empujará 22 mm la briqueta ya terminada.

### 3.4.3 Dimensionamiento de la Cruz de Malta

#### 3.4.3.1 Selección del Número de Entalladuras

El número de moldes que tendrá el revólver será igual al número de entalladuras del mecanismo. Para esta selección tenemos tres opciones, las cuales son de 4, 5 y 6 moldes. Los requisitos son los siguientes:

1. El ángulo de ataque del accionador al entrar en la entalladura de la cruz debe ser de  $90^\circ$  (ver figura 3.8a). Si es menor tendera a girar el revólver de forma inversa y luego rectificara su sentido (ver figura 3.8b) provocando un movimiento innecesario. Si este es mayor, provocara una colisión al momento de empezar a rotar el revólver (ver figura 3.8c).
2. El molde debe estar centrado de forma perpendicular al eje de la manivela o cigüeñal.
3. El eje del accionador debe estar en el mismo plano que el eje de la manivela o cigüeñal.

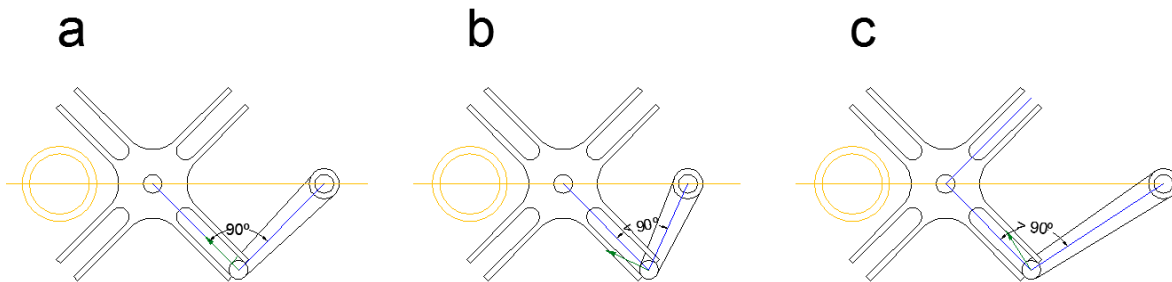


Figura 3.8, Angulo de Ataque del Accionador

De lo cual, tenemos las siguientes opciones:

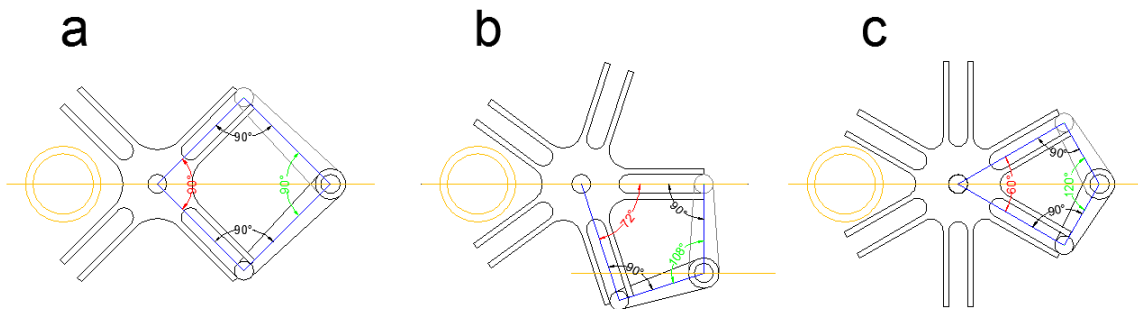


Figura 3.9, Numero de Entalladuras

- a. Se tiene un arreglo de cuatro moldes y cuatro entalladuras. Es capaz de cumplir todos los requisitos. Se tiene la desventaja de que el revólver tiene que girar hasta  $90^\circ$ , igual que el accionador (figura 3.9a).
- b. Se tiene un arreglo de cinco moldes y cinco entalladuras. El revólver sólo tiene que girar  $72^\circ$  en cada intercambio. Tiene la desventaja que el eje del accionador no pertenece al plano del eje del cigüeñal, el cual tendría todo arreglo de número impar (figura 3.9b).
- c. Se tiene un arreglo de seis moldes y seis entalladuras. Cumple satisfactoriamente todos los requisitos, el revólver reduce su giro a tan sólo  $60^\circ$ , haciendo un cambio más suave y la longitud del accionador es menor. Sin embargo el accionador debe efectuar un giro de hasta  $120^\circ$  para lograr el movimiento. Esta cantidad de giro es desaprovechado por el eje de la manivela o cigüeñal, con lo cual incurre en una gran deficiencia en la compactación. Cabe destacar que se debe mantener una relación de transmisión cigüeñal-accionador de uno a uno para asegurar su sincronización en todo momento (figura 3.9c).

De lo anterior, se escoge un arreglo de cuatro moldes y cuatro entalladuras en el revólver, también es menos costoso de hacer pues posee menos partes.

#### 3.4.3.2 Radio del Revólver y Radio del Accionador

Por las propiedades que tiene el arreglo de cuatro moldes y su ángulo de ataque de  $90^\circ$ , ambas dimensiones tiene el mismo valor. Por decisión se toma una distancia desde el eje del molde, hasta el eje del revólver de 100mm (ver figura 3.10). Por construcción y conveniencia del acomodo y forma de los componentes se establece que el revólver tenga un diámetro de 304 mm (152 mm de radio).

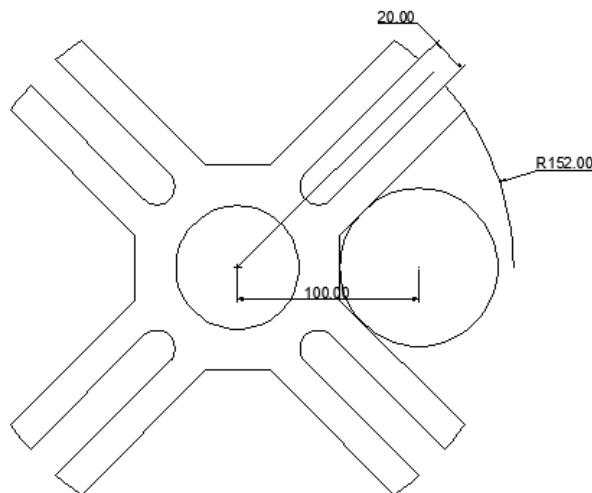


Figura 3.10, Esbozo de las Entalladuras



De la anterior construcción es posible determinar la distancia de centros entre el eje del revólver y el eje del accionador mediante artificios trigonométricos básicos:

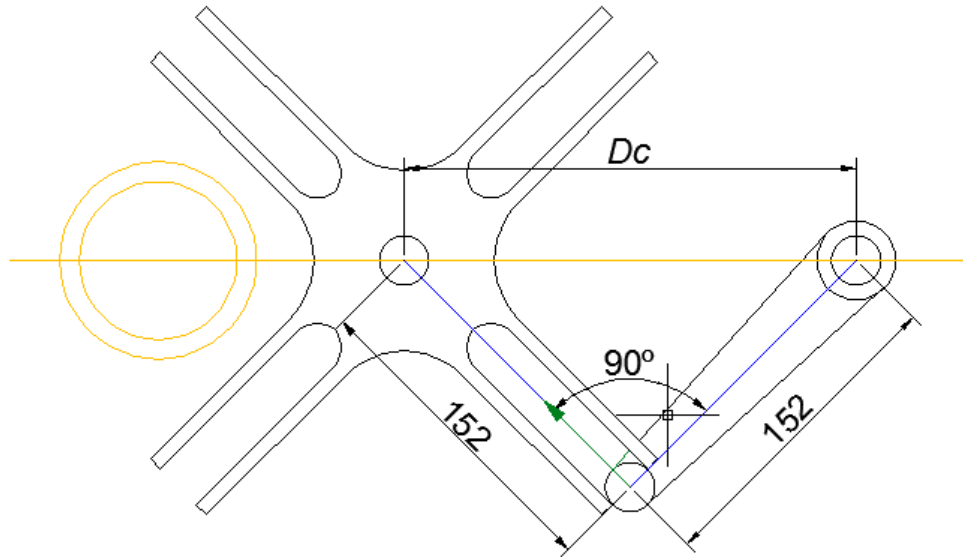


Figura 3.11, Distancia entre Centros

$$D_c = \sqrt{(152^2) + (152^2)} \quad \text{Eq. (3 - 17)}$$

$$D_c = 214.96 \text{ mm}$$

$$D_c \approx 215 \text{ mm}$$

### 3.5 Cinemática de los Mecanismos

#### 3.5.1 Cinemática del Biela-Manivela de Compactación

Se especifica una velocidad de producción de 15 briquetas por minuto, al mecanismo de biela-manivela le toma un ciclo y una revolución de su eje motriz para producir una briketa, entonces el régimen de funcionamiento es de 15 ciclos por minuto del mecanismo y 15 RPM de velocidad de giro del eje accionador.

Para comenzar con el análisis cinemático es necesario fijar los sistemas de referencia, en este caso será el ángulo de rotación del eje de la manivela visto desde la parte frontal (ver figura 3.12), a este ángulo se le llamará  $\alpha$  (alfa).

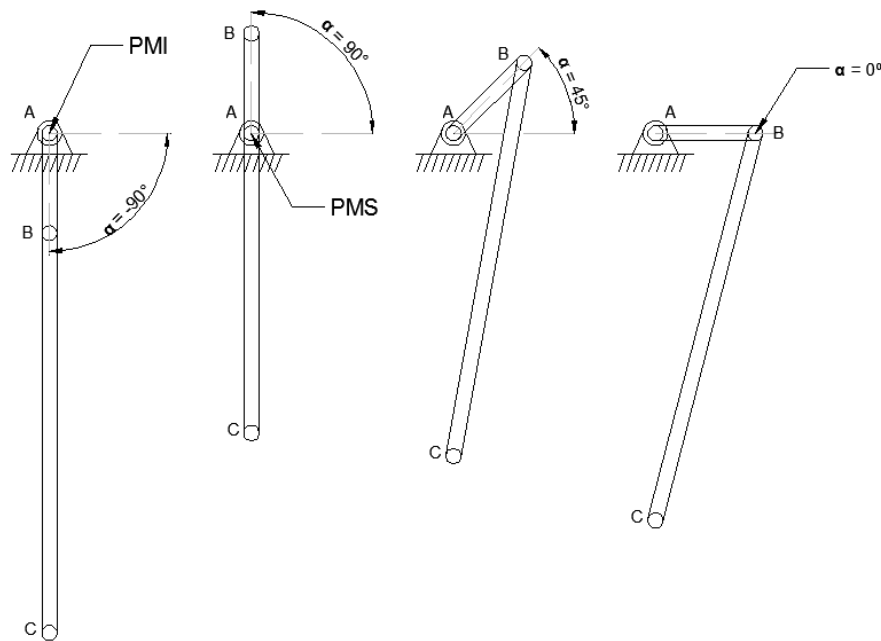


Figura 3.12, Posición del Ángulo Alfa

A una velocidad fija de rotación de 15 RPM la dirección del vector de velocidad del punto **B** irá cambiando respecto la posición del ángulo alfa, pero no su módulo ni su sentido; mientras el vector de velocidad del punto **C** cambiara su módulo y su sentido pero no su dirección. A como es observable, el punto **A** es inmóvil.

Este análisis consiste en determinar la conducta cinemática de cada uno de los puntos, con el fin de obtener el comportamiento de la potencia mecánica del mecanismo. Para cumplir tal objetivo recurrimos a la teoría de la dinámica, de lo cual se tiene:

La velocidad en el punto **B** está en dirección perpendicular al brazo de la manivela, y su magnitud vectorial será:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{B/A} \quad \text{Eq. (3 – 18)}$$

$$\vec{V}_A = 0$$

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{B/A}$$

Cuyo módulo constante será:

$$|\vec{V}_{B/A}| = \omega_A \cdot L_m \quad \text{Eq. (3 – 19)}$$

$$\omega_A = \frac{15 \text{ RPM} \cdot 2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} = 1.57 \text{ rad/s}$$

$$|\vec{V}_{B/A}| = 1.57 \text{ rad/s} \cdot 33 \text{ mm}$$

$$|\vec{V}_B| = 0.052 \text{ m/s}$$

En donde:

- $V_A$ : Velocidad del punto A (Cero).
- $V_B$ : Velocidad del punto B (Constante).
- $V_{B/A}$ : Velocidad relativa del punto B respecto el punto A.
- $\omega_A$ : Velocidad angular de la manivela (Constante).

El vector de velocidad del punto **C** siempre quedará en dirección vertical (ver imagen 3.13), y estará dado por:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{C/B} \quad \text{Eq. (3 – 20)}$$

El módulo de la velocidad del punto **C** es variable y depende de la posición del ángulo alfa.

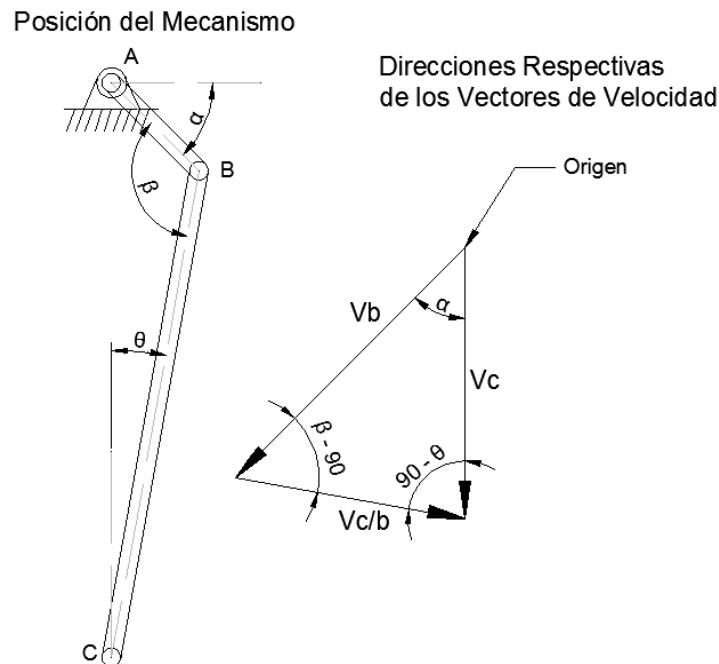


Figura 3.13, Polígono de Velocidades respecto el Ángulo Alfa



En donde:

$V_C$ : Velocidad del C.

$V_{C/B}$ : Velocidad relativa del punto C respecto el punto B.

Como se puede observar en la imagen 3.13 para encontrar los módulos de los vectores, es necesario conocer el valor de los ángulos auxiliares beta  $\beta$  y theta  $\theta$ , por tanto.

Por la ley de los senos:

$$\theta = \text{sen}^{-1} \left[ \frac{L_m \cdot \text{sen}(90^\circ - \alpha)}{L_b} \right] \quad \text{Eq. (3 - 21)}$$

Por la ley de los ángulos internos:

$$\beta = 90^\circ + \alpha - \theta \quad \text{Eq. (3 - 22)}$$

Teniendo la construcción del polígono de velocidades es posible calcular directamente el módulo del vector de velocidad del punto C, sin calcular el módulo del vector de velocidad relativa del punto C respecto de B.

Por la ley de los senos:

$$|\vec{V}_C| = |\vec{V}_B| \cdot \left[ \frac{\text{sen}(\beta - 90^\circ)}{\text{sen}(90^\circ - \theta)} \right] \quad \text{Eq. (3 - 23)}$$

Sin embargo para cálculos posteriores se determina:

$$|\vec{V}_{C/B}| = |\vec{V}_B| \cdot \left[ \frac{\text{sen}(\alpha)}{\text{sen}(90^\circ - \theta)} \right] \quad \text{Eq. (3 - 24)}$$

De las anteriores ecuaciones se logra obtener el comportamiento del mecanismo, el cual se muestra a continuación.

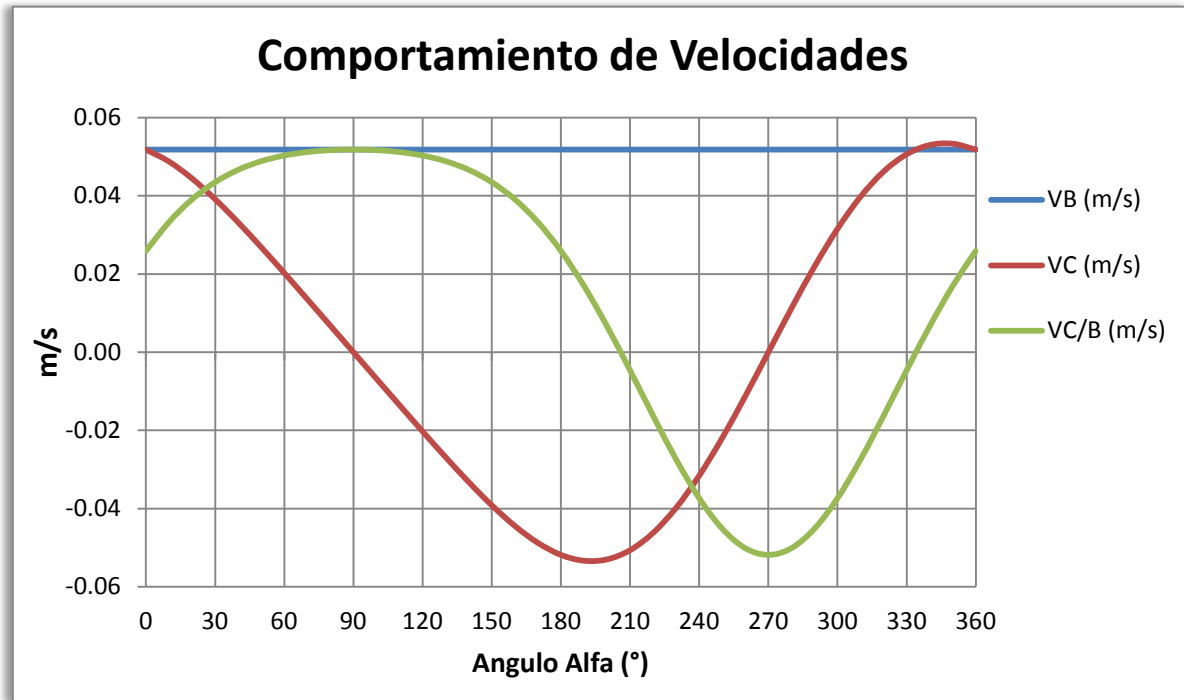


Figura 3.14, Comportamiento de las velocidades de Biela-Manivela

Del gráfico anterior deducimos:

- a) La velocidad del punto B es siempre constante.
- b) Como se esperaba la velocidad del punto C es cero en el PMS y PMI o sea en alfa igual a  $90^\circ$  y  $270^\circ$ .
- c) De igual manera la velocidad máxima que alcanza el punto C es cuando  $\beta$  tiende a ser un ángulo recto.

### 3.5.2 Cinemática de la Cruz de Malta

De las especificaciones anteriores, el eje del accionador tiene una relación de transmisión igual a la unidad respecto la rotación del cigüeñal (15 RPM). Esto quiere decir que al accionador tiene un periodo de 4 segundos para realizar un giro completo.

El revólver necesita  $90^\circ$  de giro del accionador para completar un cambio de moldes, es decir, un cuarto de revolución. Se llega a la conclusión de que el revólver ejecuta su función de intercambio de moldes en tan sólo un segundo.

Al igual que en el biela manivela, para conocer e interpretar el comportamiento del mecanismo es preciso auxiliarse de la teoría de máquinas y mecanismos, de lo



cual se tiene.

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{B/A} \quad \text{Eq. (3 – 19)}$$

$$\vec{V}_A = 0$$

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{B/A}$$

Cuyo módulo constante será:

$$|\vec{V}_{B/A}| = \omega_A \cdot R_a \quad \text{Eq. (3 – 25)}$$

$$\omega_A = \frac{15 \text{ RPM} \cdot 2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} = 1.57 \text{ rad/s}$$

$$|\vec{V}_{B/A}| = 1.57 \text{ rad/s} \cdot 152 \text{ mm}$$

$$|\vec{V}_B| = 0.239 \text{ m/s}$$

En donde:

- $V_A$ : Velocidad del punto A (Cero).
- $V_B$ : Velocidad del punto B perteneciente al accionador (Constante).
- $V_{B/A}$ : Velocidad relativa del punto B respecto el punto A.
- $\omega_A$ : Velocidad angular del accionador (Constante).
- $R_a$ : Radio del Accionador (mm)

Lo primordial es conocer el comportamiento del giro del revólver, para ello es necesario establecer un punto que pertenezca al revolver y sea relativo al punto **B** perteneciente al accionador. Este punto será **B'** el cual se trasladará a lo largo de la entalladura del revólver, y la velocidad de este punto siempre estará en dirección paralela a dicha entalladura, se obtendrá de:

$$\vec{V}_{B'} = \vec{V}_B + \vec{V}_{B/B'} \quad \text{Eq. (3 – 26)}$$

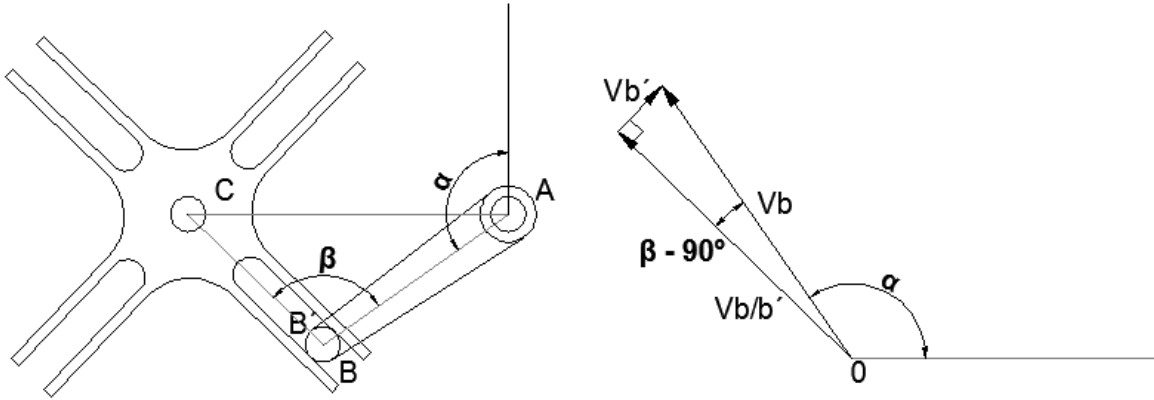


Figura 3.15, Polígono de Velocidades respecto el Ángulo Alfa

Como se puede observar en la figura 3.15 para encontrar los módulos de los vectores, es necesario conocer el valor del ángulo auxiliar beta  $\beta$ , por tanto.

Por ley de los senos:

$$\beta = \text{sen}^{-1} \left[ \frac{D_c}{\overline{CB'}} \cdot \text{sen}(\alpha - 90^\circ) \right] \quad \text{Eq. (3 - 27)}$$

Es necesario encontrar el segmento  $\overline{CB'}$  el cual se halla con la ley de los cosenos:

$$\overline{CB'}^2 = D_c^2 + R_a^2 - 2 \cdot D_c \cdot R_a \cdot \cos(\alpha - 90^\circ) \quad \text{Eq. (3 - 28)}$$

En donde:

- $\overline{CB'}$ : Distancia desde el eje C hasta  $B'$  (variable) (mm).
- $D_c$ : Distancia entre Centros de Ejes (mm).
- $V_B$ : Velocidad del punto B perteneciente al accionador (Constante).
- $V_{B'}$ : Velocidad del punto  $B'$  perteneciente a la entalladura del revólver.
- $V_{B/B'}$ : Velocidad relativa del Punto B respecto el Punto  $B'$ .

Teniendo la construcción del polígono de velocidades es posible calcular directamente el modulo del vector de velocidad del punto  $B'$  mediante el triángulo rectángulo:

$$|\overrightarrow{V_{B'}}| = |\overrightarrow{V_B}| \cdot \text{sen}(\beta - 90^\circ) \quad \text{Eq. (3 - 29)}$$

Para cálculos posteriores tenemos:

$$|\overrightarrow{V_{B/B'}}| = |\overrightarrow{V_B}| \cdot \cos(\beta - 90^\circ) \quad \text{Eq. (3 - 30)}$$

La velocidad angular del revolver será:

$$\omega_C = \frac{|\overline{V_B}|}{CB'}$$

Eq. (3 – 31)

De las anteriores ecuaciones y convirtiendo a RPM (para un entendimiento más tangible) se obtiene el siguiente comportamiento:

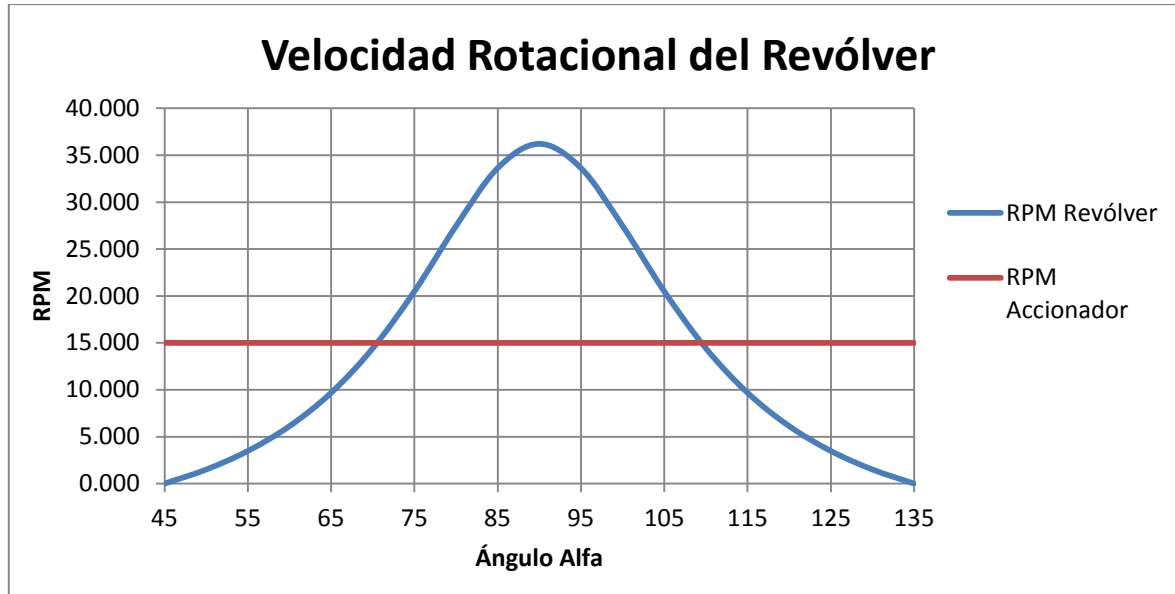


Figura 3.16, Comportamiento de la Velocidad Rotacional del Revólver

Del gráfico anterior se puede observar:

- La velocidad rotacional del accionador es siempre constante.
- El comportamiento rotacional del revólver solo está presente en el intervalo  $[45^\circ < \alpha < 135^\circ]$  el cual tiene un rango de  $90^\circ$ , como se predijo anteriormente.
- El comportamiento es simétrico respecto a los  $90^\circ$  del ángulo alfa, esto significa que no importa el sentido de giro, siempre tendrá el mismo comportamiento.
- La velocidad del revólver inicia y concluye con un valor de cero, lo cual cumple uno de los requisitos anteriormente estipulados.

### 3.5.3 Aceleraciones en la Cruz de Malta

Es preciso conocer el comportamiento de las aceleraciones presentes en este mecanismo, ya que estos datos son esenciales para el cálculo de la dinámica rotacional que estará presente en la Cruz de Malta.

Para empezar necesitamos la aceleración del punto B, entonces:





$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \overrightarrow{a_{B/A}^n} + \overrightarrow{a_{B/A}^t} \quad \text{Eq. (3 – 32)}$$

El Punto A es Inmóvil, entonces:

$$\vec{a}_A = 0$$

La velocidad angular en el punto A es constante, entonces:

$$\overrightarrow{a_{B/A}^t} = 0 \quad \text{Eq. (3 – 33)}$$

Por tanto:

$$\vec{a}_B = \overrightarrow{a_{B/A}^n} \quad \text{Eq. (3 – 34)}$$

$$|\overrightarrow{a_{B/A}^n}| = \omega_A^2 \cdot R_a \quad \text{Eq. (3 – 35)}$$

$$\vec{a}_B = 0.375 \text{ m/s}^2$$

En donde:

- $a_A$ : Aceleración del Punto A (Cero) ( $\text{m/s}^2$ ).
- $a_B$ : Aceleración del Punto B (Constante) ( $\text{m/s}^2$ ).
- $a_{B/A}^n$ : Componente Normal de la Aceleración del Punto B respecto el Punto A (Constante) ( $\text{m/s}^2$ ).
- $a_{B/A}^t$ : Componente Tangencial de la Aceleración del Punto B respecto el Punto A (Cero) ( $\text{m/s}^2$ ).

Se procede a calcular la aceleración en algún punto perteneciente al revólver o sea el punto B'. Por tanto tenemos la ecuación respecto el punto C:

$$\vec{a}_{B'} = \vec{a}_C + \overrightarrow{a_{B'/C}^n} + \overrightarrow{a_{B'/C}^t} \quad \text{Eq. (3 – 36)}$$

El Punto es Inmóvil, entonces:

$$\vec{a}_C = 0$$

Por tanto:

$$\vec{a}_{B'} = \overrightarrow{a_{B'/C}^n} + \overrightarrow{a_{B'/C}^t} \quad \text{Eq. (3 – 37)}$$

$$|\overrightarrow{a_{B'/C}^n}| = \omega_C^2 \cdot \overline{CB'} \quad \text{Eq. (3 – 38)}$$

En donde:

- $a_{B'}$ : Aceleración del Punto B' ( $\text{m/s}^2$ ).



- $a_C$ : Aceleración del Punto C (Cero) ( $m/s^2$ ).  
 $a_{B'/C}^n$ : Componente Normal de la Aceleración del Punto B' respecto el Punto C ( $m/s^2$ ).  
 $a_{B'/C}^t$ : Componente Tangencial de la Aceleración del Punto B' respecto el Punto C ( $m/s^2$ ).

Hay dos incógnitas, por lo cual es imprescindible otra ecuación, en este caso respecto al punto B:

$$\overrightarrow{a_{B'}} = \overrightarrow{a_B} + \overrightarrow{a_{B/B'}^c} + \overrightarrow{a_{B/B'}^n} + \overrightarrow{a_{B/B'}^t} \quad \text{Eq. (3 – 39)}$$

$$\overrightarrow{a_{B/B'}^n} = 0$$

$$\overrightarrow{a_{B'}} = \overrightarrow{a_B} + \overrightarrow{a_{B/B'}^c} + \overrightarrow{a_{B/B'}^t} \quad \text{Eq. (3 – 40)}$$

$$|\overrightarrow{a_{B/B'}^c}| = 2 \cdot \omega_C \cdot |\overrightarrow{V_{B/B'}}| \quad \text{Eq. (3 – 41)}$$

En donde:

- $a_{B/B'}^n$ : Componente Normal de la Aceleración del Punto B respecto el Punto B' (Cero) ( $m/s^2$ ).  
 $a_{B/B'}^t$ : Componente Tangencial de la Aceleración del Punto B respecto el Punto B' ( $m/s^2$ ).  
 $a_{B/B'}^c$ : Componente de la Aceleración de Coriolis del Punto B respecto el Punto B' ( $m/s^2$ ).

Nuevamente hay dos incógnitas, por lo cual se proceden a igualar ambas ecuaciones:

$$\overrightarrow{a_{B'}} = \overrightarrow{a_B} + \overrightarrow{a_{B/B'}^c} + \overrightarrow{a_{B/B'}^t} \quad \text{Eq. (3 – 40)}$$

Y como:

$$\overrightarrow{a_{B'}} = \overrightarrow{a_{B'/C}^n} + \overrightarrow{a_{B'/C}^t} \quad \text{Eq. (3 – 37)}$$

Entonces:

$$\overrightarrow{a_B} + \overrightarrow{a_{B/B'}^c} + \overrightarrow{a_{B/B'}^t} = \overrightarrow{a_{B'/C}^n} + \overrightarrow{a_{B'/C}^t} \quad \text{Eq. (3 – 42)}$$

Recordando que:

$$|\overrightarrow{a_{B'/C}^t}| = \alpha_C \cdot \overline{CB'} \quad \text{Eq. (3 – 43)}$$



En donde:

- $\alpha_C$ : Aceleración angular del punto C (Cero) (rad/s<sup>2</sup>).  
 $a_{B'/C}^t$ : Componente Tangencial de la Aceleración del Punto B' respecto el Punto C (m/s<sup>2</sup>).  
 $CB'$ : Distancia desde el eje C hasta B' (variable) (mm).

Esto quiere decir que es posible calcular la aceleración angular del punto C de la ecuación anterior, por lo cual despejamos la ecuación vectorial:

$$\overrightarrow{a_{B'/C}^t} = \overrightarrow{a_B} + \overrightarrow{a_{B/B'}^c} + \overrightarrow{a_{B/B'}^t} - \overrightarrow{a_{B'/C}^n} \quad \text{Eq. (3 - 44)}$$

Sin embargo en el polígono de velocidades podemos obtener el módulo del vector de la componente tangencial de la aceleración de B' respecto el punto C mediante:

$$\left| \overrightarrow{a_{B'/C}^t} \right| = \left| \overrightarrow{a_{B/B'}^c} \right| - |\overrightarrow{a_B}| \cdot \cos(\beta - 90^\circ) \quad \text{Eq. (3 - 45)}$$

En donde:

- $a_B \cdot \cos(\beta - 90)$ : Es la componente del vector de aceleración del punto B paralela a la componente tangencial de B' respecto de C.

Por último podemos obtener la aceleración angular en el punto C.

$$\alpha_C = \frac{\left| \overrightarrow{a_{B'/C}^t} \right|}{CB'} \quad \text{Eq. (3 - 46)}$$

De lo cual obtenemos el siguiente comportamiento respecto la posición del ángulo alfa:

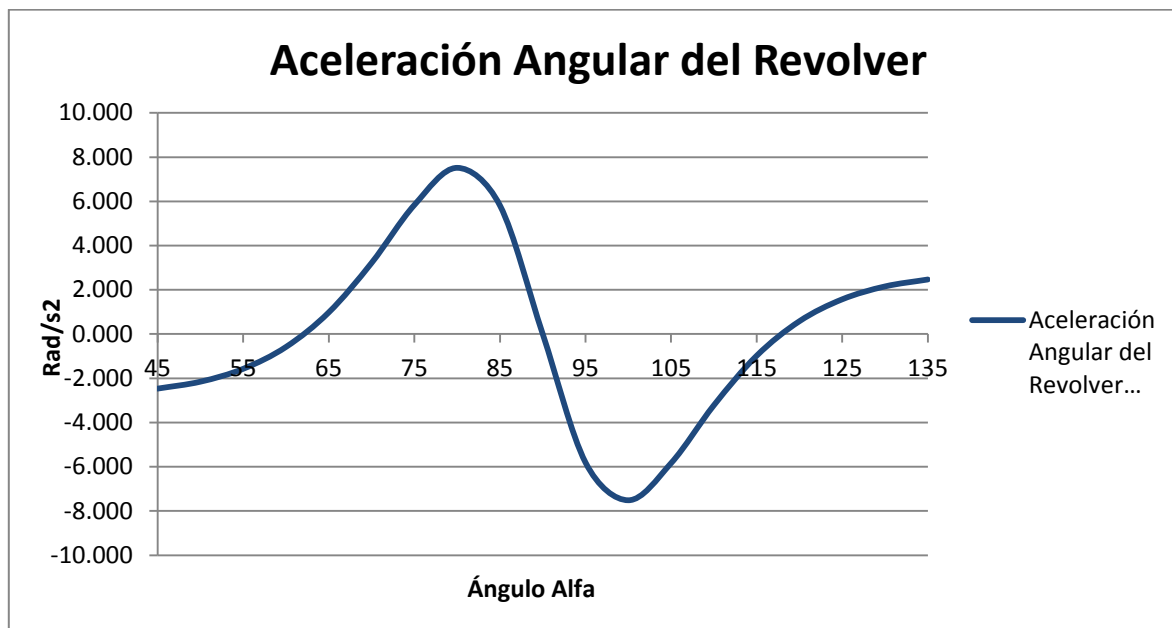


Figura 3.17, Comportamiento de la Aceleración Angular del Revólver

De lo anterior teorizamos:

- A diferencia de las velocidades, el comportamiento de la aceleración angular es asimétrico respecto a alfa igual a  $90^\circ$ , esto quiere decir que el comportamiento depende del sentido de giro del mecanismo.
- Hay que recordar que el accionador gira en sentido horario y el ángulo alfa esta medido de forma ascendente en sentido anti horario, y como los resultados del comportamiento están basados en el accionador.
- El movimiento de cambio de moldes empieza en alfa igual a  $135^\circ$  y como es lógico el revólver empieza a girar con aceleración positiva que luego va decreciendo.
- La aceleración es cero en alfa igual a  $90^\circ$ , lo cual es cierto puesto que es ahí donde la velocidad rotacional del revólver es máxima.
- Al finalizar el movimiento del revólver en alfa igual a  $45^\circ$ , este tiene que hacerlo de forma desacelerada a como se puede apreciar en el gráfico.

### 3.6 Dinámica de Mecanismos

#### 3.6.1 Dinámica de Biela-Manivela

De los resultados de los ensayos de compactación, se obtuvo un promedio de las presiones de compresión de los distintos especímenes que fueron fabricados exitosamente, el cual es:



$$P_{pc} = 16.1275 \text{ MPa}$$

Al ser un promedio se multiplica con un factor de diseño de 1.25, para obtener nuestra presión de diseño, entonces:

$$P_D = P_{pc} \cdot F_D \quad \text{Eq. (3 – 47)}$$

$$P_D = 16.12 \text{ MPa} (1.25)$$

$$P_D \approx 20 \text{ MPa}$$

En donde:

$P_D$ : Presión de Diseño (Mpa).

$P_{pc}$ : Presión promedio de Ensayos de Compactación (Mpa).

$F_D$ : Factor de Diseño.

El punzón tendrá un diámetro de 73 mm, el cual tendrá que ejercer una presión de 20 Mpa, entonces la fuerza que actúa será:

$$F_C = A_P \cdot P_D \quad \text{Eq. (3 – 48)}$$

$$A_P = \frac{\pi}{4} \cdot D_P^2 \quad \text{Eq. (3 – 49)}$$

$$F_C = \frac{\pi}{4} \cdot D_P^2 \cdot P_D \quad \text{Eq. (3 – 50)}$$

$$F_C = 83.7079 \text{ KN}$$

$$F_C \approx 84 \text{ KN}$$

Se procede con el análisis de fuerzas para los demás elementos de máquina, para ello fijamos la fuerza de compactación de 84 KN, la cual supondremos que actuará en todo momento en cualquier posición.

Para obtener la fuerza en la biela se requiere de los ángulos auxiliares anteriormente establecidos en el análisis cinemático del biela-manivela como son  $\alpha$ ,  $\beta$  y  $\theta$ .

La fuerza de la biela  $F_B$  estará dada por:

$$F_B = \frac{F_C}{\cos(\theta)} \quad \text{Eq. (3 – 51)}$$

La fuerza tangencial  $F_T$  del cigüeñal es la que nos permitirá conocer el par torsor



necesario para efectuar la compactación a la fuerza de compactación requerida, está dada por:

$$F_T = F_B \cdot \text{sen}(\beta) \quad \text{Eq. (3 – 52)}$$

Por tanto el momento torsor será:

$$M_T = F_T \cdot L_m \quad \text{Eq. (3 – 53)}$$

Enseguida se muestra el comportamiento de las fuerzas en el mecanismo si suponemos que la fuerza de compactación es constante

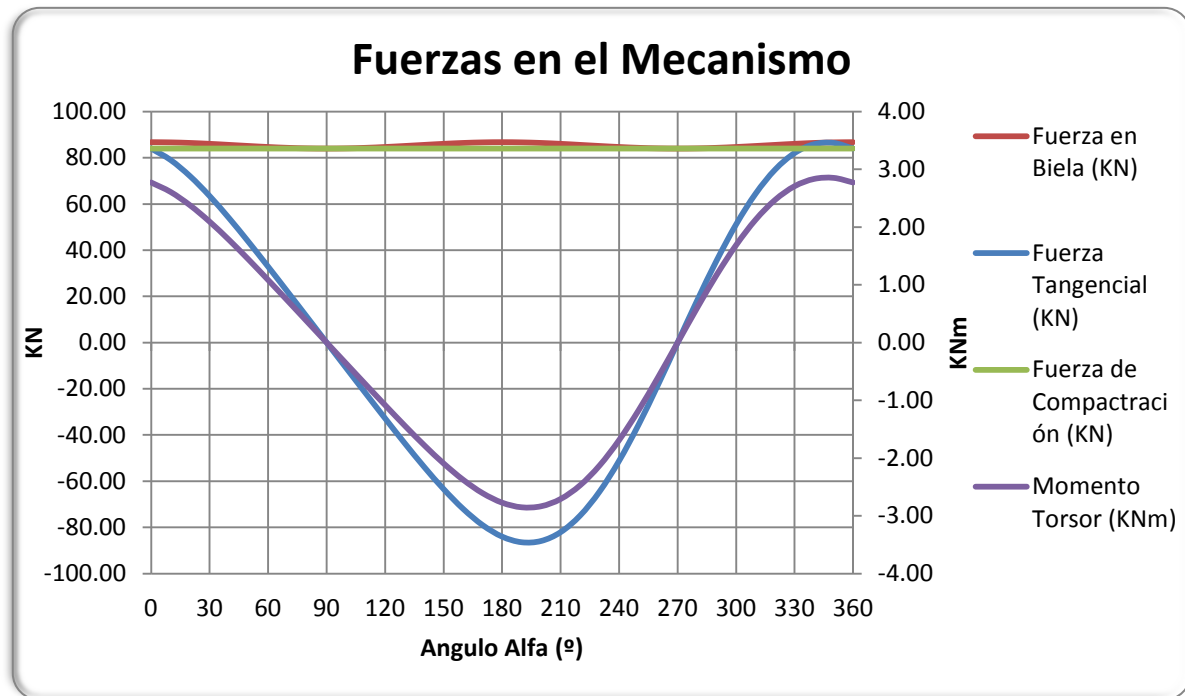


Figura 3.18, Comportamiento de las Fuerzas Requeridas en el Biela Manivela

Del gráfico anterior podemos deducir:

- La fuerza de compactación es constante en todo momento.
- La fuerza de la biela no presenta una gran variación y es de módulo muy cercano a la fuerza de compactación.
- El valor máximo de la fuerza tangencial se presenta aproximadamente a los 350° del ángulo alfa y tiene una dimensión de 86.43 KN.
- El comportamiento del momento torsor es directamente proporcional a la fuerza tangencial, su valor máximo se presenta de igual manera aproximadamente a los 350° del ángulo alfa, con una magnitud de 2.85

KNm.

### 3.6.1.1 Potencia y Torsión del Motor

La par torsional necesario del motor es teóricamente el máximo encontrado en el comportamiento dinámico del biela manivela, sin embargo hay que recordar que este par torsional es el máximo necesario para garantizar la fuerza de compactación en todo momento y posición.

La compactación de la materia prima se comportara de igual manera que un resorte (ver figura 3.19), esto quiere decir que si se quiere compactar a un tamaño más pequeño es necesario aplicar mayor fuerza.

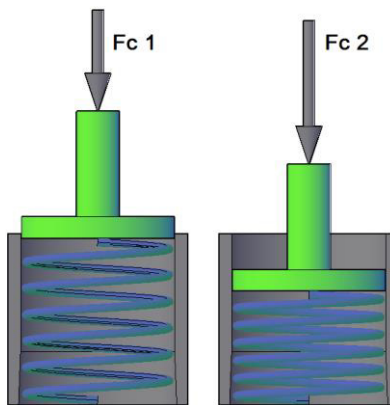


Figura 3.19, Semejanza con un Resorte

Empleando la teoría a la aplicación real, se puede decir que la fuerza máxima de compactación sólo se necesita en el PMI ( $\alpha = 270^\circ$ ); sin embargo en esta posición del mecanismo, el momento torsor necesario es nulo.

Es por eso que se decide garantizar la fuerza de compactación máxima al último 35% de la carrera de compactación efectiva (ver figura 3.20)

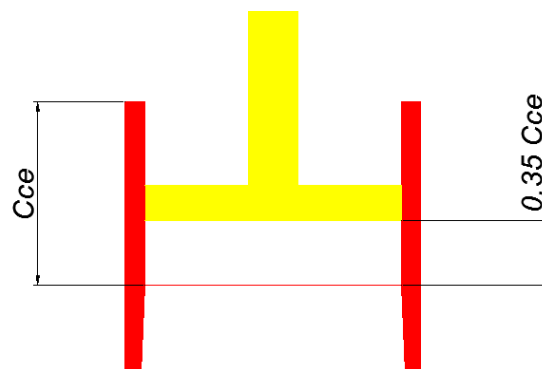


Figura 3.20, Garantía de la fuerza de Compactación

De la decisión anterior se procede a conocer la posición del ángulo alfa correspondiente:

$$X = L_m + L_b - 0.35(Cce) \quad \text{Eq. (3 - 54)}$$

$$X = 33 \text{ mm} + 132 \text{ mm} - 0.35(52 \text{ mm})$$

$$X = 146.8 \text{ mm}$$

$$\alpha' = \cos^{-1} \left[ \frac{L_m^2 + X^2 - L_b^2}{2 \cdot L_m \cdot X} \right]$$

$$\alpha = 270^\circ + \alpha'$$

$$\alpha = 327.43^\circ = -32.57^\circ$$

$$\alpha \approx 330^\circ = -30^\circ$$

Es en esta posición donde encontramos nuestro momento torsor máximo efectivo (ver figura 3.21), que según nuestra tabla de resultados es:

$$M_{TMe} = 2.71 \text{ KNm}$$

Ahora podemos calcular la potencia necesaria tomando en

cuenta que este va a girar a 15 RPM, por lo cual:

$$P_M = M_{TMe} \cdot \omega_A \quad \text{Eq. (3 - 56)}$$

$$P_M = 4.25 \text{ KW}$$

En donde:

$P_M$ : Potencia del Motor Necesaria (KW)

$\omega_A$ : Velocidad angular de la manivela o Cigüeñal ( $\text{rad/s}^2$ ).

$M_{TMe}$ : Momento Torsor Máximo Efectivo (Nm).

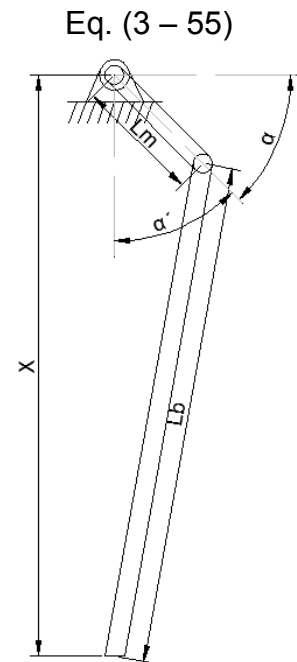


Figura 3.21, Posición del Momento Torsor Máximo

### 3.6.2 Dinámica en la Cruz de Malta

El cigüeñal debe transmitir el momento torsor suficiente tanto para la compactación y el accionamiento del cambio del revólver, para este último es





preciso dimensionar las fuerzas necesarias para efectuar tal cambio. Es por eso que se debe analizar este mecanismo de forma dinámica.

En este caso como es un mecanismo puramente rotacional debe verse desde la perspectiva de la inercia rotacional, en la cual interactúa la distribución de la masa respecto su eje de rotación y depende también de la aceleración angular a la que esté expuesto.

$$M_{RRm} = I_T \cdot \alpha_{Cm} \quad \text{Eq. (3 – 57)}$$

En donde:

$M_{RRm}$ : Momento Rotacional Máximo del Revólver (Nm).

$I_T$ : Inercia Total (Kg.m<sup>2</sup>).

$\alpha_{Cm}$ : Aceleración Angular Máxima del Revolver (Rad/s<sup>2</sup>).

### 3.6.2.1 Inercia Rotacional del Revolver

Para calcular dicha inercia es preciso conocer la inercia de cada parte que componen el revólver:

$$I_T = I_{Pc} + I_{MDs} + I_{SM} + I_{MP} \quad \text{Eq. (3 – 58)}$$

En donde:

$I_{Pc}$ : Inercia del Porta Cojinetes (Kg.m<sup>2</sup>).

$I_T$ : Inercia Total (Kg.m<sup>2</sup>).

$I_{MDs}$ : Inercia de los Moldes (Kg.m<sup>2</sup>).

$I_{SM}$ : Inercia de los Soportes de los Moldes (Kg.m<sup>2</sup>).

$I_{MP}$ : Inercia Materia Prima (Kg.m<sup>2</sup>).

El porta cojinete es un cilindro hueco cuyas dimensiones están dadas por su diseño.

Mediante la integral volumétrica:

$$I_{Pc} = \int \rho \cdot r^2 \cdot dV \quad \text{Eq. (3 – 59)}$$

$$I_{Pc} = \rho \int_0^h \int_0^{2\pi} \int_{r1}^{r2} r^3 \cdot dr \cdot d\theta \cdot dz \quad \text{Eq. (3 – 60)}$$



$$I_{PC} = \frac{\pi}{2} \cdot \rho \cdot h \cdot (r_2^4 - r_1^4) \quad \text{Eq. (3 - 61)}$$

$$I_{PC} = 842 \times 10^{-6} \text{ Kg.m}^2$$

En donde:

- $I_{PC}$ : Inercia del Porta Cojinetes (Kg.m<sup>2</sup>).  
 $r_1$ : Radio del agujero (24 mm).  
 $r_2$ : Radio de la superficie exterior (34 mm).  
 $\rho$ : Densidad del Acero (7.85 Kg/dm<sup>3</sup>).  
 $h$ : Altura de la pieza (68 mm).

Procedemos a calcular la inercia de uno de los moldes respecto su centro de masa es:

$$I_{MDcm} = \int \rho \cdot r^2 \cdot dV \quad \text{Eq. (3 - 62)}$$

$$I_{MDcm} = \rho \int_0^h \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} r^3 \cdot dr \cdot d\theta \cdot dz \quad \text{Eq. (3 - 63)}$$

$$I_{MDcm} = \frac{\pi}{2} \cdot \rho \cdot h \cdot (r_2^4 - r_1^4) \quad \text{Eq. (3 - 64)}$$

Como los moldes giran respecto a un eje distinto al de su centro de masa debemos auxiliarnos del teorema de Steiner:

$$I_{MD} = I_{MDcm} + m \cdot d^2 \quad \text{Eq. (3 - 65)}$$

$$I_{MD} = \pi \cdot \rho \cdot h \cdot \left[ \frac{(r_2^4 - r_1^4)}{2} + d^2 \cdot (r_2^2 - r_1^2) \right] \quad \text{Eq. (3 - 66)}$$

$$I_{MDS} = 4 \cdot I_{MD} \quad \text{Eq. (3 - 67)}$$

$$I_{MDS} = 4 \cdot \pi \cdot \rho \cdot h \cdot \left[ \frac{(r_2^4 - r_1^4)}{2} + d^2 \cdot (r_2^2 - r_1^2) \right] \quad \text{Eq. (3 - 68)}$$

$$I_{MDS} = 49.4 \times 10^{-3} \text{ Kg.m}^2$$

En donde:

- $I_{MD}$ : Inercia de Cada Molde ( $\text{Kg.m}^2$ ).  
 $I_{MDcm}$ : Inercia de Cada Molde respecto su eje de centro de masa ( $\text{Kg.m}^2$ ).  
 $I_{MDS}$ : Inercia de Todos los Moldes ( $\text{Kg.m}^2$ ).  
 $d$ : Distancia desde el eje de centro de masa hasta el eje de rotación (100 mm).  
 $r_1$ : Radio del agujero (36.5 mm).  
 $r_2$ : Radio de la superficie exterior (43.5 mm).  
 $\rho$ : Densidad del Acero ( $7.85 \text{ Kg/dm}^3$ ).  
 $h$ : Altura de la pieza (77 mm).

Para la deducción de la inercia de los soportes de los moldes es necesario calcularla como si fuese una barra sólida que gira respecto a uno de sus extremos, por lo cual hay que calcular la inercia de un círculo de espesor  $dx$  que conforman dicha barra:

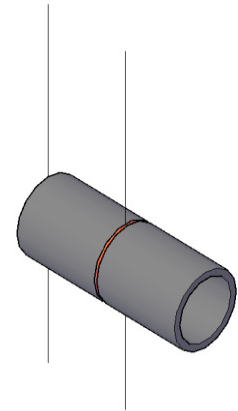


Figura 3.22, Inercia de Soportes

Inercia de un círculo respecto el eje de centro de masa.

Por la ecuación diferencial de la distribución de masa en un círculo:

$$dm = \frac{m}{2\pi \cdot r^2} \cdot 2y \cdot dx \quad \text{Eq. (3 - 69)}$$

$$dI = x^2 \cdot dm \quad \text{Eq. (3 - 70)}$$

$$I = \frac{2m}{\pi r^2} \cdot \int_{-r}^r x^2 \cdot y \cdot dx \quad \text{Eq. (3 - 71)}$$

$$I = \frac{mr^2}{4} \quad \text{Eq. (3 - 72)}$$

Inercia rotacional de un cilindro sólido respecto de uno de sus extremos.

Diferencialmente cada disco es.

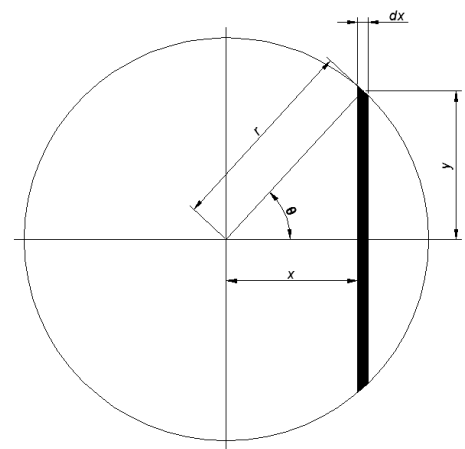


Figura 3.23, Inercia de Soportes

$$dI = \frac{r^2 \cdot dm}{4} \quad \text{Eq. (3 - 73)}$$



Con el teorema de Steiner:

$$dI = \frac{r^2 \cdot dm}{4} + x^2 \cdot dm \quad \text{Eq. (3 – 74)}$$

Y la masa se distribuye linealmente:

$$dm = \frac{m \cdot dx}{l} \quad \text{Eq. (3 – 75)}$$

$$dI = \left[ \frac{r^2}{4} + x^2 \right] \frac{m \cdot dx}{l}$$

$$I = \frac{m}{l} \cdot \left[ \frac{r^2}{4} \int_0^l dx + \int_0^l x^2 dx \right]$$

$$I = \frac{m \cdot r^2}{4} + \frac{m \cdot l^2}{3}$$

$$I = \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot l \left[ \frac{r^2}{4} + \frac{l^2}{3} \right]$$

Si queremos conocer la inercia de un tubo, basta con restar a un cilindro sólido de radio externo, un cilindro sólido de radio interno.

$$I = \rho \cdot \pi \cdot r_e^2 \cdot l \left[ \frac{r_e^2}{4} + \frac{l^2}{3} \right] - \rho \cdot \pi \cdot r_i^2 \cdot l \left[ \frac{r_i^2}{4} + \frac{l^2}{3} \right] \quad \text{Eq. (3 – 76)}$$

$$I = \rho \cdot \pi \cdot l \left[ \frac{r_e^4 - r_i^4}{4} + \frac{r_e^2 \cdot l^2 - r_i^2 \cdot l^2}{3} \right]$$

Ahora respecto al eje de rotación del revolver:

$$I = \left\{ \rho \cdot \pi \cdot l \left[ \frac{r_e^4 - r_i^4}{4} + \frac{r_e^2 \cdot l^2 - r_i^2 \cdot l^2}{3} \right] \right\} + \{ [\rho \cdot \pi \cdot l (r_e^2 - r_i^2)] \cdot b \} \quad \text{Eq. (3 – 77)}$$

$$I_{SM} = 290 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

En donde:

$$I_{PC}: \quad \text{Soportes de los moldes (Kg} \cdot \text{m}^2 \text{)}.$$



- $r_e$ : Radio externo de los soportes (16.70 mm).  
 $r_i$ : Radio interno de los soportes (13.32 mm).  
 $b$ : Longitud desde el eje de rotación del revolver hasta el extremo próximo de la pieza (22.5 mm)  
 $\rho$ : Densidad del Acero (7.85 Kg/dm<sup>3</sup>).  
 $l$ : Longitud de la pieza (68 mm).

La inercia de la materia prima se ve de dos formas dos compactadas y una sin compactar, la última estará dada por:

$$I_{MPSC} = \frac{\pi}{2} \cdot r^4 \cdot \rho_s \cdot h_{sc} + d^2 \cdot m \quad \text{Eq. (3 – 78)}$$

$$I_{MPC} = \frac{\pi}{2} \cdot r^4 \cdot \rho_b \cdot h_c + d^2 \cdot m \quad \text{Eq. (3 – 79)}$$

$$I_{MPSC} = 743.97 \times 10^{-6} \text{ Kg.m}^2$$

$$I_{MPC} = 714.28 \times 10^{-6} \text{ Kg.m}^2$$

$$I_{MP} = 1.458 \times 10^{-3} \text{ Kg.m}^2$$

En donde:

- $I_{MP}$ : Inercia Materia Prima (Kg.m<sup>2</sup>).  
 $I_{MPSC}$ : Inercia de la Materia Prima sin compactar (Kg.m<sup>2</sup>).  
 $I_{MPC}$ : Inercia de la Materia Prima compactada (Kg.m<sup>2</sup>).  
 $d$ : Distancia desde el eje de centro de masa hasta el eje de rotación (100 mm).  
 $m$ : Masa de la Materia Prima (70 g)  
 $r$ : Radio de la briqueta (36.5 mm).  
 $\rho$ : Densidad de la materia prima (204.83 Kg/m<sup>3</sup>).  
 $\rho$ : Densidad de la materia prima compactada (briqueta) (588.32 Kg/m<sup>3</sup>).  
 $h_{sc}$ : Altura de la briqueta sin compactar (77 mm).  
 $h_c$ : Altura de la briqueta compactada (25 mm).

La inercia rotacional del revolver entonces es:

$$I_T = I_{PC} + I_{MDS} + I_{SM} + I_{MP} \quad \text{Eq. (3 – 58)}$$

$$I_T = 51.99 \times 10^{-3} \text{ Kg.m}^2$$



### 3.6.2.2 Momento Rotacional necesario en el Revolver

Como ya sabemos la inercia rotacional es una propiedad que depende de la masa y forma del revólver, sin embargo lo que varía es la aceleración angular cuyo valor máximo está próximo a los 80° del ángulo alfa. Entonces fijamos la aceleración máxima en esa posición con un valor de 7.516 Rad/s<sup>2</sup>.

El momento rotacional máximo necesario para rotar el revólver respecto su centro de masa es:

$$M_{RRm} = I_T \cdot \alpha_{Cm} \quad \text{Eq. (3 – 80)}$$

$$M_{RRm} = 0.391 \text{ N.m}$$

En donde:

$M_{RRm}$ : Momento Rotacional Máximo del Revólver (Nm).

$I_T$ : Inercia Total (Kg.m<sup>2</sup>).

$\alpha_{Cm}$ : Aceleración Angular Máxima del Revolver (7.516 Rad/s<sup>2</sup>).

### 3.6.2.3 Momento Rotacional necesario en el Accionador

Anteriormente aseguramos que los valores de mayor módulo tanto de la aceleración como del torque están en la posición de los 80° del ángulo alfa.

$$M_{RRm} = F_{RR} \cdot \overline{CB'} \quad \text{Eq. (3 – 81)}$$

$$F_{RR} = \frac{M_{RRm}}{\overline{CB'}} \quad \text{Eq. (3 – 82)}$$

Y como:

$$\overline{CB'}^2 = D_c^2 + R_a^2 - 2 \cdot D_c \cdot R_a \cdot \cos(\alpha - 90^\circ) \quad \text{Eq. (3 – 83)}$$

$$\overline{CB'} = 70.4 \text{ mm}$$

Entonces:

$$F_{RR} = \frac{0.391 \text{ Nm}}{70.4 \text{ mm}}$$

$$F_{RR} = 5.55 \text{ N}$$

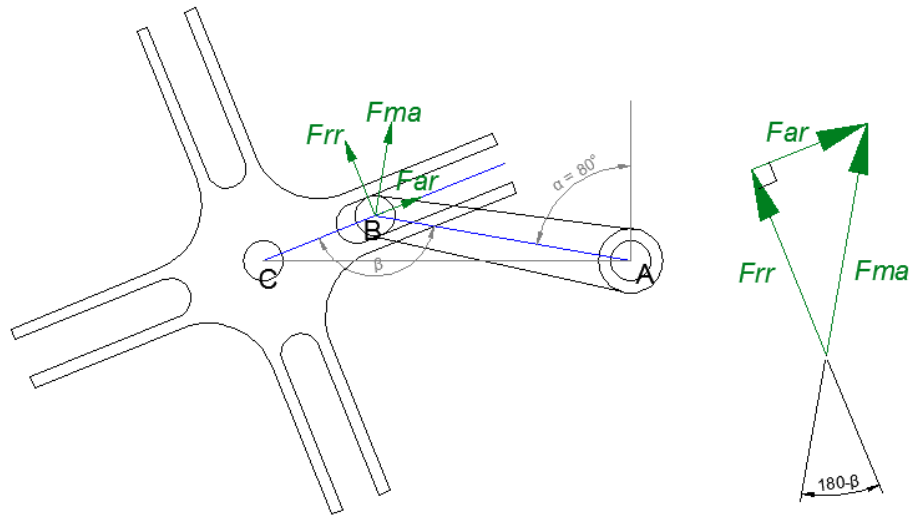


Figura 3. 24. Polígono de fuerza necesaria del revólver y fuerza máxima del accionador

De la construcción del polígono anterior tenemos:

$$F_{MA} = \frac{F_{RR}}{\cos(180 - \beta)} \quad \text{Eq. (3 - 84)}$$

$$F_{MA} = 6.55 \text{ N}$$

En donde:

$F_{RR}$ : Fuerza necesaria para rotar el Revólver, ubicada en el punto B' (N).

$F_{MA}$ : Fuerza Máxima del Accionador (N).

$F_{AR}$ : Componente resultante de la fuerza del accionador en dirección radial al revólver (N).

El momento rotacional necesario en el accionador será:

$$M_A = F_{MA} \cdot R_a \quad \text{Eq. (3 - 85)}$$

$$M_A = 6.55 \text{ N} \cdot 152 \text{ mm}$$

$$M_A = 0.996 \text{ Nm}$$

$$M_A \approx 1 \text{ Nm}$$



Sin embargo en este mecanismo intervienen otras fuerzas tales como la fricción de los moldes y la materia prima sobre la superficie de apoyo, el rozamiento de los cojinetes y la fricción de la tolva en la lámina anti derrame. Fuerzas las cuales son difíciles de estimar. Es por eso que nuestro momento torsor de diseño del accionador lo multiplicamos por un factor de 10 y se fija en:

$$M_A \approx 10 Nm$$



## CAPITULO IV

## DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINA

En este documento no se mostrará cómo se llegó a las dimensiones aptas para el diseño, sólo se mostrará la evaluación de dichas dimensiones, pues se obtuvieron de forma iterativa y decisiones de diseño.

## 4.1 El Cigüeñal

Esta es una de las partes más importantes y críticas de la máquina, pues de él depende el movimiento de compactación tanto como la transmisión de potencia para rotar el revólver. El diseño de esta pieza estará basado en la resistencia de materiales al momento torsor anteriormente calculado.

## 4.1.1 Diagrama de Cuerpo Libre

Y como es debido se precisó conformar el diagrama de cuerpo libre, herramienta que nos mostrará todas las fuerzas que entran en juego.

Las fuerzas que entran en juego son solamente tres, la más importante es la fuerza  **$F_t$**  que ejercerá el cigüeñal en la biela de compactación al momento de compresión con una magnitud de 82 KN. Al mismo tiempo ( $\alpha = 330^\circ$ ) el cigüeñal debe transmitir el suficiente momento torsor para efectuar el saque con una fuerza tangencial de saque  **$F_{ts}$**  de 1 KN.

La transmisión de torsión para el accionador  **$Ma$**  es también un factor importante para tomar en cuenta, dicho momento tiene una magnitud de 10 Nm, el cual no es efectuado al mismo tiempo que la compresión si no a  $\alpha = 80^\circ$ .

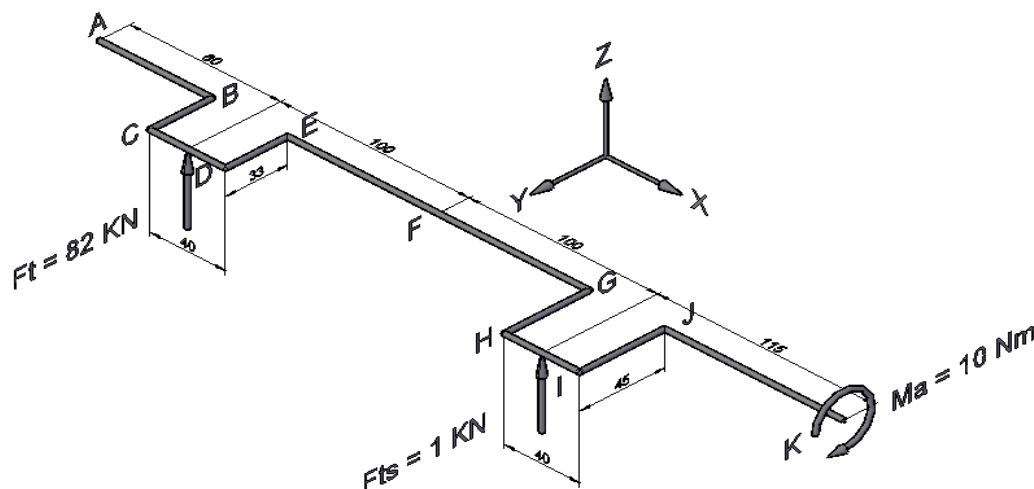


Figura 4.1, Diagrama de Cuerpo Libre



El diagrama de cuerpo libre muestra cómo están distribuidas las distintas longitudes del mecanismo. Los puntos más importantes son:

- a) En **F** se encuentra ubicado el punto de apoyo del eje del revólver. De ahí parte la longitud entre centros de los moldes respecto su eje de rotación (100 mm).
- b) Las fuerzas de acción de los biela-manivela tanto de compresión como de saque tienen una distancia paralela al eje de referencia X de 100 mm desde punto **F**.
- c) Los segmentos de recta **CD** y **HI** han sido seleccionados arbitrariamente, ambos con una longitud de 40 mm. Esto para garantizar un libre movimiento de las bielas, las cuales se pretende no sobrepasen un espesor de 40 mm.
- d) En el punto **K** se ubica la transmisión de torsión para el eje accionador esta es por medio de engranajes cónicos.
- e) Como ya es conocido, la distancia entre centros desde el eje de rotación hasta el eje del accionador es de 215 mm, dicha longitud es la misma para el segmento **FK**.
- f) En el punto **A** es donde soporta todo el esfuerzo de torsión, es donde se necesitan conocer el verdadero torque, el cual suministrará el motor.
- g) Como es sabido el radio del revolver es de 152 mm con lo cual se decide dejar el apoyo con una tolerancia de 30 mm aproximadamente pero posteriormente se decidió fijar en 180 mm, que es la distancia del segmento **AF**.
- h) Las longitudes de los segmentos **CB** y **DE** pertenecen a la longitud de manivela de compactación (33 mm)
- i) Las longitudes de los segmentos **GH** e **IJ** pertenecen a la longitud de manivela de compactación (45 mm).
- j) De todo lo anterior se aclara que en los puntos **A**, **F** y **K** estarán colocados los cojinetes que servirán de apoyo para todo el conjunto del cigüeñal.

De todo lo anterior ya especificado procedemos al cálculo de reacciones en los puntos de apoyo sin embargo es preciso dividir el cigüeñal en dos partes aisladas para facilitar su cálculo, por lo cual comenzamos del punto **K** hacia **F**. Hay que recordar que esta posición la torsión del accionador es nula porque se está calculando a  $\alpha = 330^\circ$ .

Entonces la reacción en el punto **J** es:

$$M_{Jx} = M_{Kx} = M_A = 0 \quad \text{Eq. (4 - 1)}$$

La reacción en **I**.

$$R_{Iz} = \frac{M_{Jx}}{45\text{mm}} = \frac{0}{45\text{mm}} = 0 \quad \text{Eq. (4 - 2)}$$

Las reacciones en **H**.

$$R_{Hz} = F_{Ts} = 1 \text{ KN} \quad \text{Eq. (4 - 3)}$$

$$M_{Hy} = 1 \text{ KN} (20\text{mm}) = 20 \text{ Nm}$$

Las reacciones en **G**.

$$R_{Gz} = R_{Hz} = 1 \text{ KN} \quad \text{Eq. (4 - 4)}$$

$$M_{Gy} = M_{Hy} = 20 \text{ Nm} \quad \text{Eq. (4 - 5)}$$

$$M_{Gx} = R_{Hz}(45\text{mm}) = 45 \text{ Nm}$$

$$\text{Eq. (4 - 6)}$$

Las reacciones en **F**.

$$M_{Fy} = 0$$

$$M_{Fy} = M_{Gy} + R_{Gz} \cdot (100\text{mm} - 20 \text{ mm}) - R_{Kz} \cdot (100\text{mm} + 115\text{mm}) \quad \text{Eq. (4 - 7)}$$

$$R_{Kz} = -0.47 \text{ KN}$$

$$R_{Fz1} = -R_{Gz} - R_{Kz} \quad \text{Eq. (4 - 8)}$$

$$R_{Fz1} = -0.53 \text{ KN}$$

$$M_{Fx} = M_{Gx} = 45 \text{ Nm} \quad \text{Eq. (4 - 9)}$$

En el punto **F** falta sumar las reacciones en dirección del eje **Z** de la otra parte.

Ahora recordando que en F ya hay un momento torsor alrededor del eje x, la reacción en el punto **E** es:

$$M_{Ex} = M_{Fx} = 45 \text{ Nm} \quad \text{Eq. (4 - 10)}$$

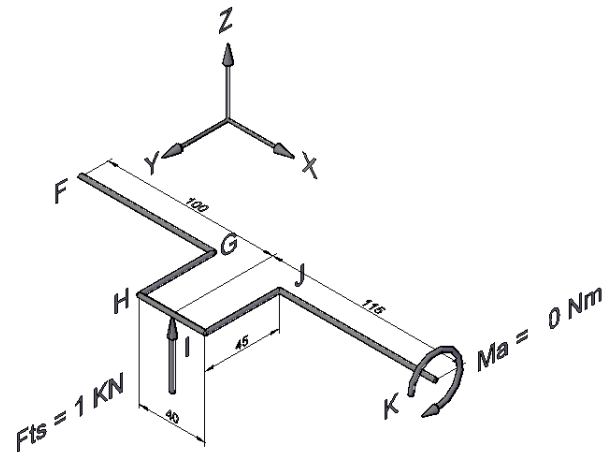


Figura 4.2, Diagrama de Cuerpo Libre sección de saque y transmisión al accionador

La reacción en **D**.

$$R_{Dz} = \frac{M_{Ex}}{33mm} = \frac{45 Nm}{33mm} = 1.36 KN \quad \text{Eq. (4 - 11)}$$

Las reacciones en **C**.

$$R_{Cz} = R_{Dz} + F_T = 83.36 KN \quad \text{Eq. (4 - 12)}$$

$$M_{Cy} = F_T \cdot 20mm + R_{Dz} \cdot 40mm \quad \text{Eq. (4 - 13)}$$

$$M_{Cy} = 1694.55 Nm$$

Las reacciones en **B**.

$$R_{Bz} = R_{Cz} = 83.36 KN \quad \text{Eq. (4 - 14)}$$

$$M_{By} = M_{Cy} = 1694.55 Nm \quad \text{Eq. (4 - 15)}$$

$$M_{Bx} = R_{Cz}(33mm) = 2751 Nm \quad \text{Eq. (4 - 16)}$$

Las reacciones en **A**.

$$M_{Ay} = 0$$

$$M_{Ay} = M_{By} + R_{Bz} \cdot (80mm - 20mm) - R_{Fz2} \cdot (100mm + 80mm) \quad \text{Eq. (4 - 17)}$$

$$R_{Fz2} = -37.2 KN \quad \text{Eq. (4 - 18)}$$

$$R_{Az} = -R_{Bz} - R_{Fz} \quad \text{Eq. (4 - 19)}$$

$$R_{Az} = -46.16 KN$$

$$M_{Ax} = M_{Bx} = 2751 Nm \quad \text{Eq. (4 - 20)}$$

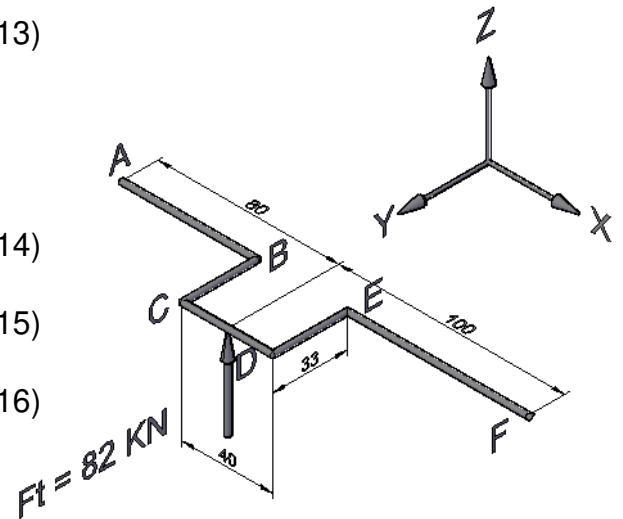


Figura 4.3, Diagrama de Cuerpo Libre sección de compactación.

En conclusión:

- En el punto de apoyo **K** el eje del cigüeñal debe soportar una torsión máxima de 10Nm y una fuerza en el cojinete de 0.47 KN.
- El punto de apoyo **F** debe soportar una torsión máxima de 45 Nm y una fuerza en el cojinete de 37.2 KN + 0.53 KN = 37.73 KN.
- En el punto de apoyo **A** el motor suministrará una torsión de 2751 Nm y una fuerza en el cojinete de 46.16 KN.



#### 4.1.2 Selección del tipo de Cigüeñal

Antes de diseñar cualquier elemento de máquina es necesario fijar la forma que esta debe tener, por tanto se designa las siguientes propuestas de fabricación:

**a) Propuesta de forma básica convencional.**

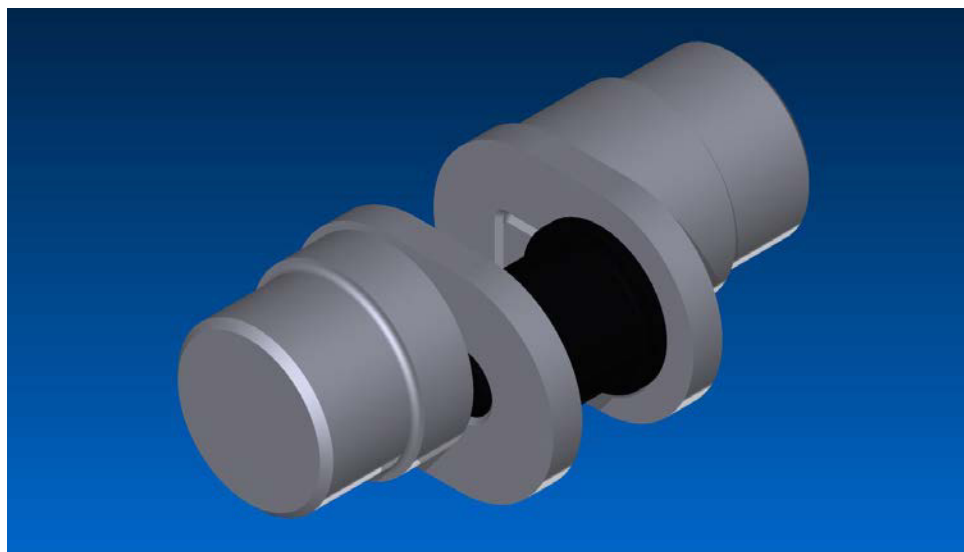


Figura 4.4, Propuesta de forma Básica Convencional

Este prototipo consta de tres partes, ejes de apoyo, brazos y eje excéntrico, todas ellas son fáciles de maquinar con buena precisión. Sin embargo si se observa detalladamente se notará que los ejes de apoyo terminan abruptamente en una forma cuadrada con un área de sección transversal mucho más pequeña, la cual genera concentraciones de esfuerzos que podrían provocar una ruptura por estar sometido a esfuerzos fluctuantes, es decir a fatiga.

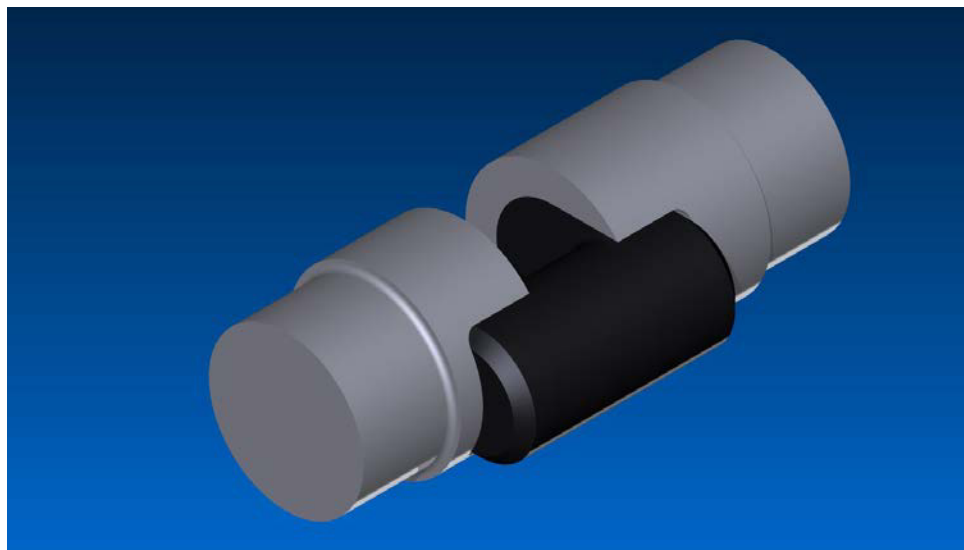
**b) Propuesta de codo insertado.**

Figura 4.5, Propuesta de Codo Insertado

Este prototipo consta dos partes, ejes de apoyo y eje excéntrico con brazos de torsión, este diseño disipa mejor las concentraciones de esfuerzo que la propuesta anterior, sin embargo su maquinabilidad es más compleja hablando específicamente del codo donde se sujeta la biela, tal es su complejidad que no es apto para una fabricación económica y de buena precisión.

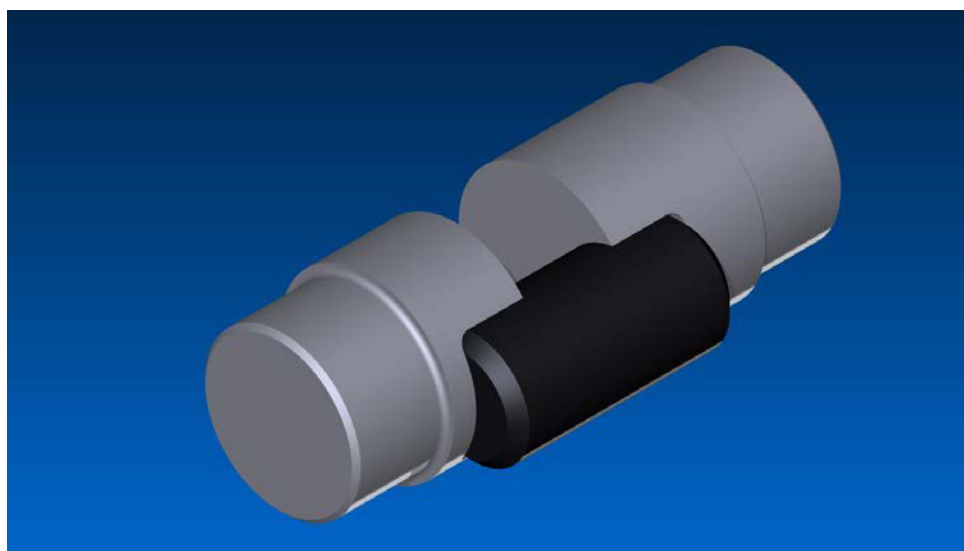
**c) Propuesta con eje insertado.**

Figura 4.6, Propuesta de Eje Insertado

Esta propuesta que consta únicamente de dos partes, ejes de apoyo y eje excéntrico. Cabe mencionar que esta es una variante de la propuesta anterior, la cual presenta una maquinabilidad menos compleja, e igualmente disipa muy bien las concentraciones de esfuerzos. Por tanto es la propuesta que será desarrollado en nuestro diseño.

### 4.1.3 Diseño de elementos de máquina del cigüeñal.

#### 4.1.3.1 Diseño del Segmento AB (Eje Transmisor de Potencia).

Primeramente calcularemos las dimensiones principales del segmento AB a como está dispuesto en el diagrama de cuerpo libre, los factores a tomar en cuenta es el momento torsor máximo y mínimo, así como las fuerzas de flexión máximas y mínimas. Ver el plano 1 Anexo 3.1.

Para el análisis de momentos flexionantes se considera al cigüeñal completo como una viga sometida a las cargas puntuales del punto B como una viga flotante. Dicho análisis se realiza en el software MDSolids, de lo cual se tiene:

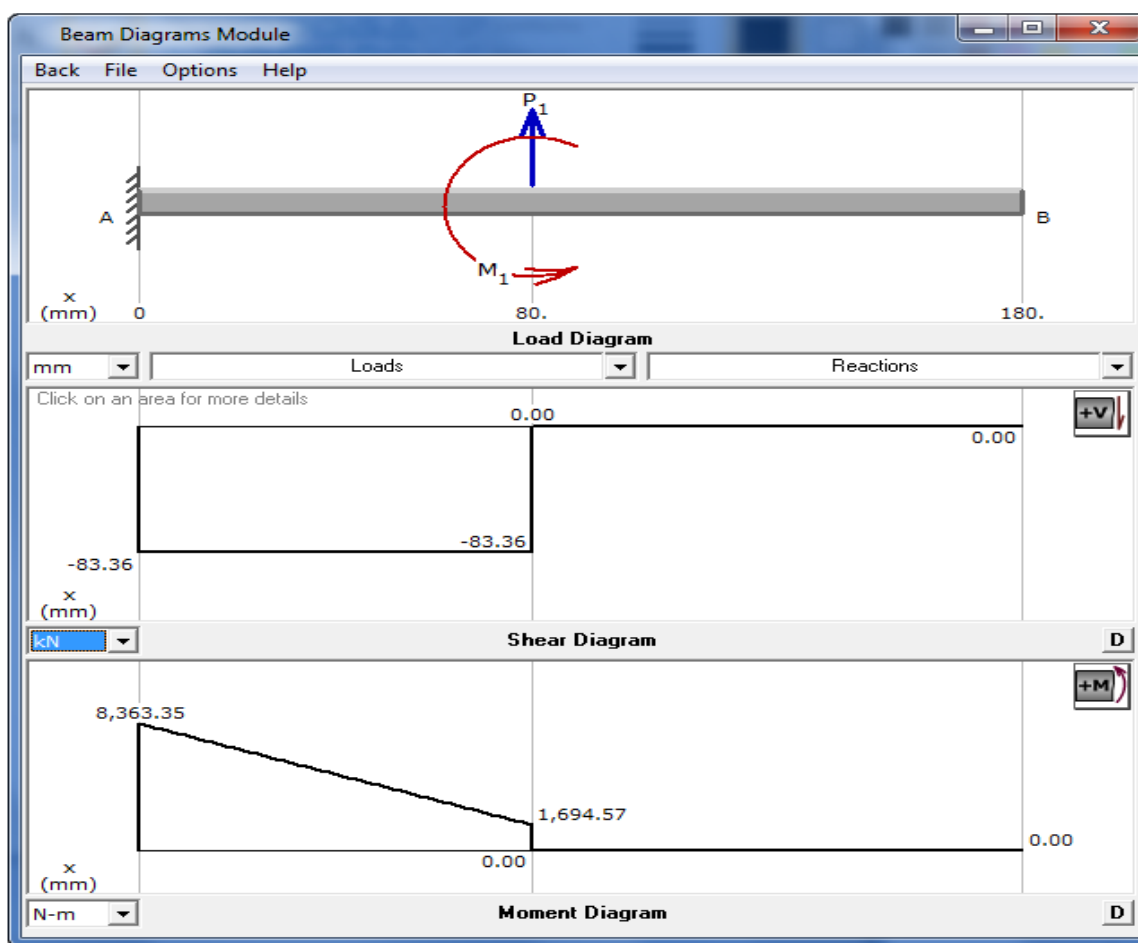


Figura 4.7, Simulación de las Reacciones y el Momento Cortante



#### 4.1.3.1.1 Escalón de apoyo del cojinete.

Del análisis de cuerpo libre obtenemos los siguientes momentos de torsión:

$$T_{max} = M_{Ax} = 2751 \text{ Nm}$$

$$T_{min} = 0$$

En donde:

$T_{max}$ : Momento de torsión máximo (Nm).

$T_{min}$ : Momento de torsión mínimo (Nm).

Para tomar los valores máximos y mínimos, hay que tomar en cuenta el sentido de giro de los momentos, uno podría pensar que el momento mínimo, es la torsión transmitida al eje del accionador, sin embargo su valor calculado es de 10 Nm y no de -10Nm, por ende la torsión mínima sufrida por el mecanismo es cero.

Del análisis de cuerpo libre obtenemos los siguientes momentos de flexión:

$$M_{max} = M_{By} + R_{Bz} \cdot (80\text{mm} - 20\text{mm}) \quad \text{Eq. (4 - 21)}$$

$$M_{max} = 8363.64 \text{ Nm}$$

$$M_{min} = 0$$

En donde:

$M_{max}$ : Momento de flexión máximo (Nm).

$M_{min}$ : Momento de flexión mínimo (Nm).

Uno de los puntos más vulnerables es el apoyo en el punto **A** donde estará ubicado el cojinete. Cabe mencionar que esta parte estará sometida a esfuerzos fluctuantes por lo cual se analizará con criterios de resistencia a la fatiga. Para ello necesitamos las dimensiones de los momentos de flexión y torsión tanto alternantes como medios.

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 22)} \quad M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 23)}$$

$$M_a = 4181.82 \text{ Nm}$$

$$M_m = 4181.82 \text{ Nm}$$

En donde:

$M_a$ : Momento de flexión alternativo (Nm).

$M_m$ : Momento de flexión medio (Nm).





$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2}$$

$$T_a = 1375.5 \text{ Nm}$$

Eq. (4 – 24)

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2}$$

$$T_m = 1375.5 \text{ Nm}$$

Eq. (4 – 25)

En donde:

 $T_a$ : Momento de torsión alternativo (Nm). $T_m$ : Momento de torsión medio (Nm).

Entonces calcularemos los esfuerzos correspondientes, para ellos, es necesario calcular el factor de concentración de esfuerzo flexionante para la fatiga **K<sub>f</sub>** y el factor de concentración de esfuerzo cortante para la fatiga **K<sub>fs</sub>**.

Para un diámetro de 70mm con una garganta de 3 mm de radio y una profundidad de 1 mm, de material AISI 4340 OQT 1000 con una resistencia última a la tensión de  $S_{ut} = 1180 \text{ MPa}$ , una resistencia a la fluencia  $S_y = 1090 \text{ MPa}$  y una dureza Brinell  $HB = 363$ , tenemos a la flexión:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Eq. (4 – 26)}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Eq. (4 – 27)}$$

Para cálculos gráficos ver Anexo 2.1.

$$\frac{r}{d} = \frac{r}{D - 2p} = \frac{3\text{mm}}{70\text{mm} - 2(1\text{mm})} = 0.04 \quad \text{Eq. (4 – 28)}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{D}{D - 2p} = \frac{70\text{mm}}{70\text{mm} - 2(1\text{mm})} = 1.03 \quad \text{Eq. (4 – 29)}$$

Entonces:

$$K_t = 1.82$$

$$q = 0.96$$

$$K_f = 1.79$$



En donde:

- $K_f$ : Factor de concentración de esfuerzo teórico flexionante.
- $K_t$ : Factor de concentración de esfuerzo teórico (ver Anexo 2.3).
- $q$ : Sensibilidad de flexión en la muesca (ver Anexo 2.1).
- $r$ : Radio de la garganta (mm).
- $D$ : Diámetro del escalón superior (mm)
- $d$ : Diámetro menor del escalón (mm).
- $p$ : Profundidad de la garganta (mm).

Para la torsión tenemos:

$$q_s = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1} \quad \text{Eq. (4 - 30)}$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad \text{Eq. (4 - 31)}$$

$$K_{ts} = 1.52$$

$$q_s = 1.00$$

$$K_{fs} = 1.52$$

En el cual:

- $K_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzo torsor para la fatiga.
- $K_{ts}$ : Factor de concentración de esfuerzo teórico (ver Anexo 2.4).
- $q_s$ : Sensibilidad de torsión en la muesca (ver Anexo 2.2).

Para un diámetro de 70mm en el asiento del cojinete, el esfuerzo de flexión alternante y medio será:

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 32)}$$

$$\sigma_a = 221.94 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 33)}$$

$$\sigma_m = 221.94 \text{ MPa}$$

Para la torsión tenemos:

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 34)}$$

$$\tau_a = 31.04 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 35)}$$

$$\tau_m = 31.04 \text{ MPa}$$

En donde:

- $\sigma_a$ : Esfuerzo de flexión alternativo (MPa)  
 $\sigma_m$ : Esfuerzo de flexión medio (MPa)  
 $\tau_a$ : Esfuerzo de torsión alternativo (MPa)  
 $\tau_m$ : Esfuerzo de torsión medio (MPa)

Los esfuerzos efectivos o de Von Mises alternantes y medios:

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} \quad \text{Eq. (4 - 36)} \quad \sigma_m' = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} \quad \text{Eq. (4 - 37)}$$

$$\sigma_a' = 228.36 \text{ MPa} \quad \sigma_m' = 228.36 \text{ MPa}$$

En el cual:

- $\sigma_a'$ : Esfuerzo de Von Mises alternativo (MPa)  
 $\sigma_m'$ : Esfuerzo de Von Mises medio (MPa)

Gracias al actualizado software de diseño Autodesk Inventor con su herramienta de análisis de elemento finito, se simulara la pieza a las cargas ya establecidas y los resultados anteriores serán comparados.

De la simulación de esta pieza se tiene:

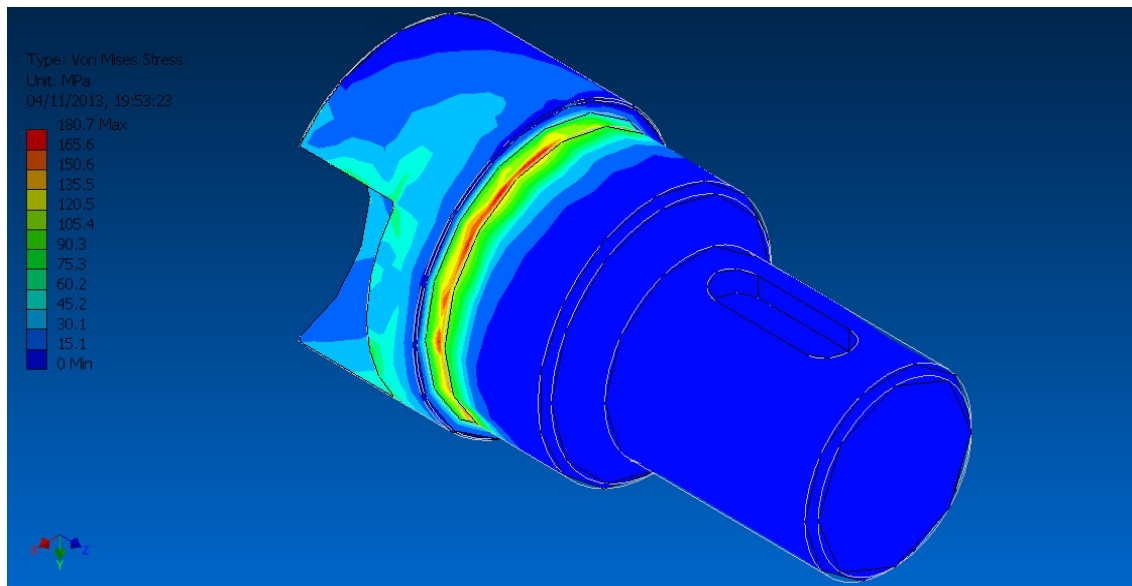


Figura 4.8, Simulación del Esfuerzo Efectivo

Se esperaba un esfuerzo mayor se ve la concentrar en la garganta con un esfuerzo efectivo o de Von Mises de 180.7 MPa según la simulación. Para efectos de cálculos se continuara usando los valores obtenidos mediante el cálculo manual.



Para evaluar el diseño es también necesario caracterizar las propiedades de resistencia del material. Procedemos entonces a calcular el límite de resistencia del material a la fatiga  $S'_e$ . Para un acero AISI 4340 OQT 1000 con una resistencia última a la tensión de 1180 MPa, el límite de resistencia del material será:

$$S'_e = 0.5 S_{ut}$$

$$S'_e = 590 \text{ MPa}$$
Eq. (4 – 38)

El límite de resistencia en localizaciones críticas del elemento de máquina en la geometría y condiciones de uso  $S_e$ , se consigue con ayuda de los factores de modificación de Marin.

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$$
Eq. (4 – 39)

Factor de modificación de la condición de la superficial  $k_a$ . Para un acabado de rectificado tenemos:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad k_a = 0.87$$

$$a = 1.58 \quad b = -0.085$$
Eq. (4 – 40)

Factor de modificación de tamaño  $k_b$ . Para un diámetro de 70mm tenemos:

$$k_b = 1.51 d^{-0.157} \quad \text{Para} \quad 51 \text{ mm} < d < 254 \text{ mm}$$

$$k_b = 0.77$$
Eq. (4 – 41)

Factor de modificación por tipo de carga  $k_c$ . Para una carga combinada de flexión y torsión:

$$k_c = 1$$

Factor de modificación por temperatura  $k_d$ . Para una temperatura máxima estimada en 100°C, mediante la tabla en anexos 2.5 se tiene:

$$k_d = 1.02$$

Factor de modificación para la confiabilidad  $k_e$ . Para una fiabilidad del 90%.

$$k_e = 0.897$$

Factor de modificación por efectos varios  $k_f$ . Se estima en un 90%.

$$k_f = 0.90$$



Ahora nuestro límite de resistencia modificado  $S_e$  será:

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad \text{Eq. (4 – 39)}$$

$$S_e = 325.09 \text{ MPa}$$

Según el criterio de falla a la fatiga de la línea modificada de Goodman, el factor de seguridad a la fatiga es:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \quad \text{Eq. (4 – 42)}$$

$$n = 1.12$$

No obstante el criterio de Goodman es muy conservador, se usará el criterio de falla de ASME-elíptica que toma en cuenta la fluencia, para definir nuestro factor de seguridad a la fatiga:

$$\frac{1}{n} = \left[ \left( \frac{\sigma_a'}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_m'}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Eq. (4 – 43)}$$

$$n = 1.36$$

Como se puede ver el factor de seguridad y nuestra resistencia a la fatiga dependen del cambio de geometría en cada escalón y no de la longitud de estos, es por eso que hay una gran flexibilidad en cuanto a las longitudes de los escalones.

En este caso se acaba de evaluar el diámetro del escalón del punto de apoyo donde estará puesto el cojinete de rodamiento, dicha longitud dependerá del tamaño del dispositivo antifricción. Adelantándonos a esto, se escoge un cojinete con un ancho de 31 mm (ver apartado 4.11.1.1), el cual no estará fijado. Se decide alargar el escalón 2mm más, y dejar un chaflán de 2mm x 45° para facilitar su montaje dando como resultado un escalón de 35mm en total.

#### 4.1.3.1.2 Escalón de sujeción para el Codo de Biela.

Tomando en cuenta las longitudes dadas en el diagrama de cuerpo libre, la distancia correspondiente desde el punto de apoyo del cojinete, (Punto A) hasta el fin del eje es de 60mm; sin embargo el cojinete tiene un ancho de 31mm, entonces para dejar correctamente centrado el apoyo del cojinete, a 60mm le restamos la mitad del ancho del rodamiento, quedando como resultado una longitud de escalón de 44.5mm (ver plano 1 anexo 3.1).



La magnitud del diámetro de este escalón se determinó gracias a las recomendaciones para el tipo de cojinete seleccionado, el cual es un diámetro mínimo de 77mm. Por tanto se fijó un diámetro de 78mm con un chaflán de 0.5mm x 45° al lado donde topa el cojinete.

Basándose en la propuesta de diseño del apartado 4.1.2.inciso c, este eje debe de tener una cavidad o cuenco de acople para el codo de biela, con el fin de evitar la construcción de un brazo. Para su diseño, es fundamental conocer el diámetro del eje del codo de biela (ver acápite 4.1.3.2.1) el cual es de 50mm, en todo caso ese sería el diámetro de la cavidad.

De los cálculos de longitudes del mecanismo de compactación, la excentricidad necesaria para el funcionamiento es de 33mm, esa misma excentricidad se utilizará para ubicar dicha cavidad respecto del centro del eje. Esta cavidad tendrá una longitud axial de 30mm, que es lo que se introducirá el eje excéntrico de compactación (ver acápite 4.1.3.2.1). El radio de empalme o entalladura propuesto en el plano puede ser construido mediante una fresa tórica de 50mm de diámetro y 5mm de radio.

Este escalón también estará provisto de un agujero donde se asentará un elemento de junta roscada (ver acápite 4.1.3.2.2), el cual es un tornillo de cuenco hexagonal de designación M16 x 2 x 45 de norma ISO 4762 con un diámetro y una altura de cabeza de 24mm x 16mm.

De dichas dimensiones se decide elaborar un agujero de 25mm de diámetro con una profundidad de 23mm sólo para albergar a la cabeza del perno, y perforar concéntricamente hasta el cuenco de acople del codo de biela con diámetro de 16mm. Esta construcción estará a una distancia de 15mm desde su extremo derecho (Ver acápite 4.1.3.2.1 en paralelo con plano 1 Anexo 3.1).

#### **4.1.3.1.3 Escalón con diámetro mínimo para el acople con el motor.**

Este es el escalón que tiene el menor diámetro, con este cálculo queremos garantizar el diámetro mínimo que puede tener el eje para la transmisión de únicamente de la torsión del motor.

Se ha escogido un diámetro de 50mm con radio de entalle de 8mm.

Para el cálculo de factores de concentración tenemos:

$$r/d = 0.16$$

$$K_{ts} = 1.29$$



$$D/d = 1.40$$

$$q_s = 1.00$$

$$K_{fs} = 1.29$$

Para el cálculo de esfuerzo se tiene:

$$T_{max} = 2751 \text{ Nm}$$

$$T_{min} = 0$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 24)}$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 25)}$$

$$T_a = 1375.5 \text{ Nm}$$

$$T_m = 1375.5 \text{ Nm}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 34)}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 35)}$$

$$\tau_a = 72.30 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 72.30 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} \quad \text{Eq. (4 - 36)}$$

$$\sigma_m' = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} \quad \text{Eq. (4 - 37)}$$

$$\sigma_a' = 125.22 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = 125.22 \text{ MPa}$$

Para el cálculo del límite de resistencia y los factores de modificación de Marin tenemos:

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad \text{Eq. (4 - 39)}$$

$$k_a = 0.87$$

$$k_c = 0.59$$

$$k_e = 0.90$$

$$k_b = 0.82$$

$$k_d = 1.02$$

$$k_f = 1.00$$

$$S_e = 226.35 \text{ MPa}$$

Para evaluar nuestro factor de seguridad a la fatiga con el criterio de falla de ASME-elíptica, tenemos.

$$\frac{1}{n} = \left[ \left( \frac{\sigma_a'}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_m'}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Eq. (4 - 43)}$$

$$n = 1.78$$

La longitud de este escalón será dada dependiendo las circunstancias y no afectará el comportamiento de los esfuerzos, dado que este escalón sólo soporta torsión pura.



#### 4.1.3.1.4 Elemento fusible de transmisión de potencia (Cuñero).

Este elemento de máquina tendrá un factor de seguridad más empobrecido que las demás partes, con el objetivo de que falle antes de que se produzca algún otro daño en las demás partes.

Para su diseño procedemos a calcular la fuerza cortante que actuará sobre la cuña.

$$F_s = T_{max}/(D/2) \qquad F_s = 110.04 \text{ KN} \qquad \text{Eq. (4 - 44)}$$

En donde:

$F_s$ : Fuerza de Corte (KN).  
 $D$ : Diámetro del Eje (mm).  
 $T_{max}$ : Torque máximo en el eje (Nm)

Se recomienda una cuña cuadrada de ½ pulgada para un diámetro de 50 mm con una longitud de 40mm, por lo cual el esfuerzo a soportar es:

$$\tau = \frac{F_s}{A} \qquad \text{Eq. (4 - 45)}$$

$$\tau = \frac{F_s}{\left(\frac{\pi}{4} \cdot W^2\right) + [W \cdot (L - W)]} \qquad \text{Eq. (4 - 46)}$$

$$\tau = 232.45 \text{ MPa}$$

Se decide fabricar la cuña de acero AISI 1045 estirado en frío con una resistencia a la fluencia de 530 MPa, para un factor de seguridad de:

$$n = \frac{S_y}{\tau} \qquad n = 2.28 \qquad \text{Eq. (4 - 47)}$$

Cabe mencionar que este factor de seguridad no protege contra esfuerzos fluctuantes, pero nos permitirá poner atención a la máquina en el dicho caso que la fatiga pueda crear algún tipo de grieta cuando la cuña colapse.

Todas las dimensiones encontradas mediante los cálculos que se detallarán posteriormente, se tiene:



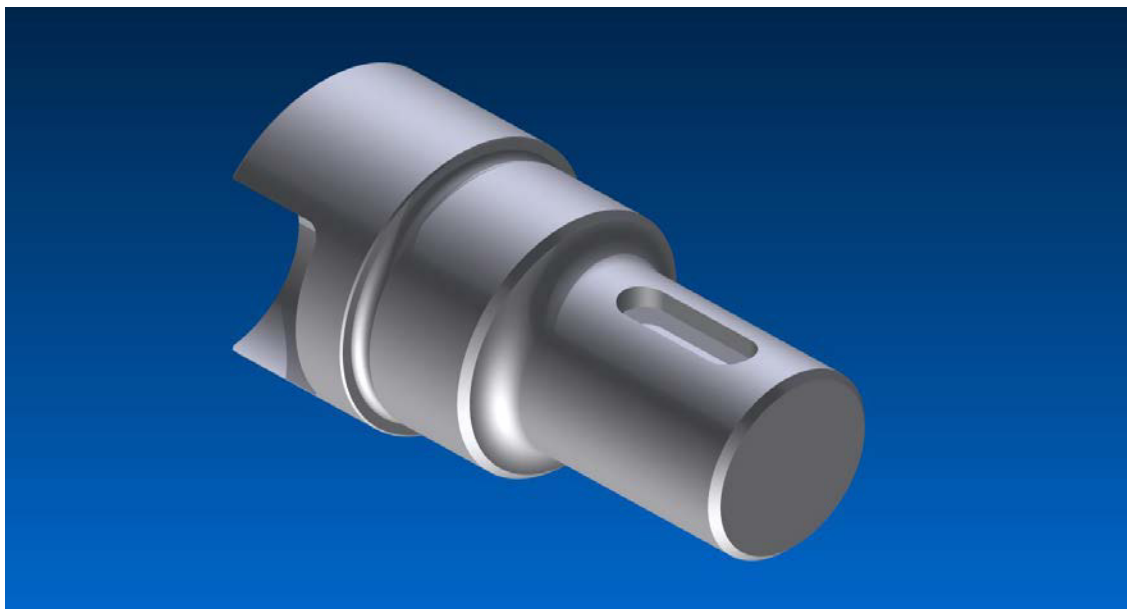


Figura 4.9, Pieza Terminada

#### 4.1.3.2 Diseño del Segmento CD (Codo de Biela de Compactación).

Como puede apreciarse en la propuesta aprobada para el diseño del cigüeñal (apartado 1.4.2 inciso c), no es necesaria otra parte para complementar el segmento BC ni DE. De tal manera sólo nos centramos en el diseño del diámetro para el eje excéntrico y su tipo de sujeción a los demás ejes de apoyo.

##### 4.1.3.2.1 Diámetro del eje excéntrico

Este eje estará sujetado a los ejes de apoyo mediante juntas roscadas, por lo cual este cambio de geometría de un cilindro sólido a tener un agujero, presenta localizaciones de concentraciones de esfuerzo, por eso.

Con un diámetro de 50 mm con agujero para rosca M16, los factores de concentración de esfuerzo son:

$$d/D = 0.32$$

$$q = 1.00$$

$$K_t = 1.80$$

$$K_f = 1.80$$

Para el cálculo de esfuerzos se tiene:

$$M_{max} = 1694.55 \text{ Nm}$$

$$M_{min} = 0$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 22)}$$

$$M_a = 847.27 \text{ Nm} \quad \text{Eq. (4 - 23)}$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$M_m = 847.27 \text{ Nm}$$

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = 124.28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 124.28 \text{ MPa}$$

Eq. (4 – 32)

Eq. (4 – 33)

De la simulación por medio de Análisis de Elemento Finito (FEA por sus siglas en ingles) en Autodesk Inventor se pueden observar las zonas sometidas a distintos esfuerzos:

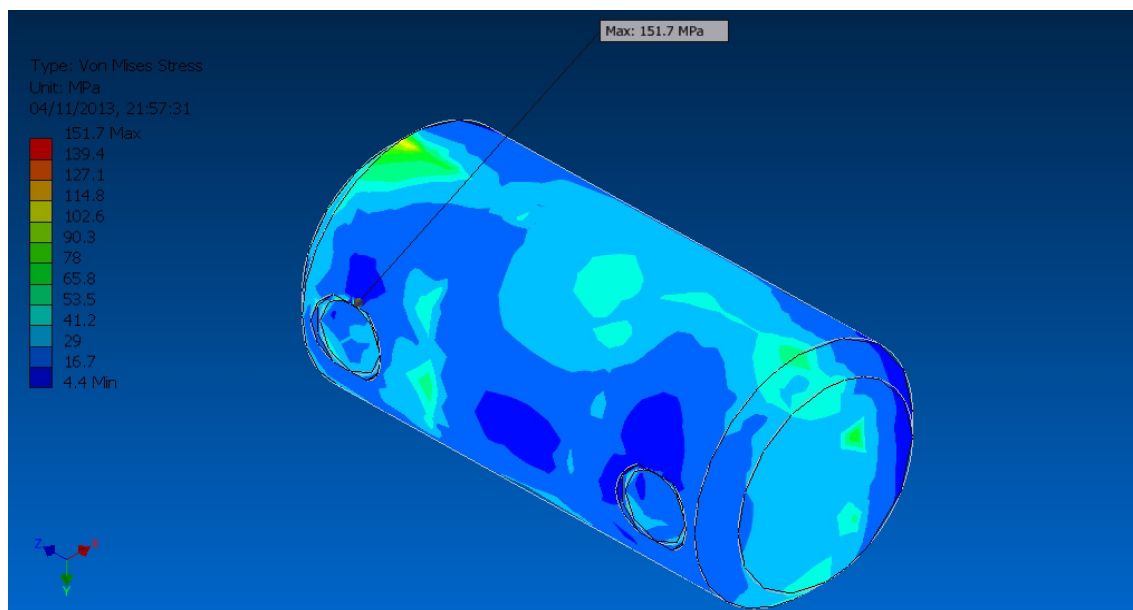


Figura 4.10, Simulación de Esfuerzos Efectivos

Como era de esperarse la concentración de esfuerzos se localizó en el cambio abrupto de la geometría, en este caso en los agujeros roscados. La simulación nos presenta un esfuerzo demasiado focalizado de hasta 151.7 MPa.

Para el cálculo del límite de resistencia y los factores de modificación de Marin, se tiene:

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$$

Eq. (4 – 39)

$$k_a = 0.87$$

$$k_c = 1.00$$

$$k_e = 0.90$$

$$k_b = 0.82$$

$$k_d = 1.02$$

$$k_f = 0.90$$

$$S_e = 344.52 \text{ MPa}$$

La evaluación según el criterio de Goodman:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \quad \text{Eq. (4 - 42)}$$

$$n = 2.15$$

Según ASME-elíptica, tenemos.

$$\frac{1}{n} = \left[ \left( \frac{\sigma_a}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Eq. (4 - 43)}$$

$$n = 2.66$$

Anteriormente en el diagrama de cuerpo libre (sección 4.1.1) se había establecida una longitud de 40mm para una rotación desahogada de la biela, se propone que el codo de biela se inserte en ambos ejes de apoyo con una magnitud de 30mm en cada uno de ellos, dando como resultado una longitud total de 100mm.

De dicha distancia de inserción en los ejes de apoyo, se decide colocar el centro de los agujeros roscados de los sujetadores a 15mm desde sus extremos (ver plano 2 en Anexo 3.2). Es por tal motivo que los agujeros de asentamiento de los pernos en los ejes de apoyo están también a 15 mm desde sus extremos, coincidiendo satisfactoriamente desde el punto de vista del diseño.

Sin embargo nuestra propuesta se verá así:

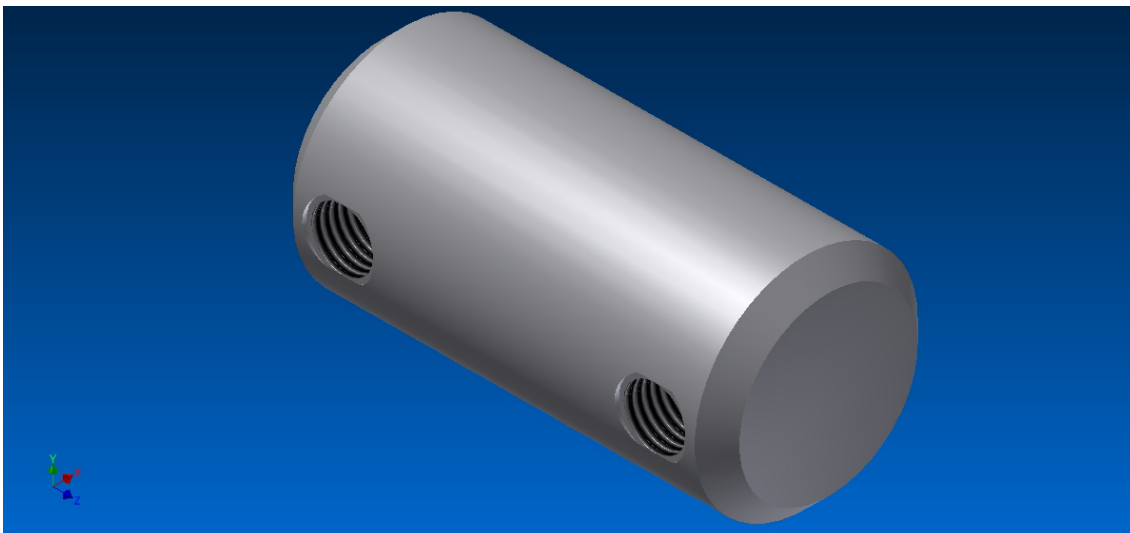


Figura 4.11, Pieza Terminada



#### 4.1.3.2.2 Sujetadores del Eje

Como se mencionó anteriormente, se procederá a sujetar el eje excéntrico a los ejes de apoyo mediante juntas roscadas. Al igual que las demás partes sólo se mostrará la evaluación de los criterios y las decisiones tomadas.

Una de los principales requisitos para diseñar una junta roscada es determinar la fuerza de apriete o precarga, que tendrá un valor de:

$$P = 0.5 F_c \quad \text{Eq. (4 - 48)}$$

$$P = 42 \text{ KN}$$

Se escoge un agujero de diámetro de rosca métrica M16 clase 6H, de rosca burda estándar de 2mm de paso, con una profundidad en el eje excéntrico de 25mm.

Se escoge un tornillo de cuenco hexagonal de designación M16 x 2 x 45 de norma ISO 4762 y grado 12.9, el cual tiene:

Propiedades geométricas de la rosca:

$$D_b = 16 \text{ mm}$$

$$D_p = 14.77 \text{ mm}$$

$$P = 2 \text{ mm}$$

$$D_m = 13.54 \text{ mm}$$

$$A_{dm} = 144 \text{ mm}^2$$

$$A_d = 201.06 \text{ mm}^2$$

$$A_T = 157 \text{ mm}^2$$

En donde:

$D_b$ : Diámetro básico (mm).

$D_m$ : Diámetro mínimo (mm).

$D_p$ : Diámetro de paso (mm).

$P$ : Paso (mm).

$A_{dm}$ : Área del diámetro menor ( $\text{mm}^2$ ).

$A_T$ : Área sometida a tensión ( $\text{mm}^2$ ).

$A_d$ : Área del diámetro superior ( $\text{mm}^2$ ).

Propiedades mecánicas:

$$S_p = 970 \text{ MPa}$$

$$S_y = 1100 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 1220 \text{ MPa}$$

$$S_e = 190 \text{ MPa}$$

$$G = 12.9$$



En donde:

- $S_p$ : Resistencia de prueba (MPa).
- $S_{ut}$ : Resistencia última a la tensión (MPa).
- $S_y$ : Resistencia de fluencia (MPa).
- $S_e$ : Resistencia a la fatiga (MPa).
- $G$ : Grado.

De todas las propiedades anteriores se procede con el análisis estático de la precarga. Como se conoce, las juntas roscadas se analizan como resortes en serie comprimidos por otro, de tal manera es necesario determinar la rigidez tanto del perno como de la junta, por tanto:

Para una junta con 24 mm de longitud sin roscar y 21 mm roscada. Se sostiene que todas las piezas de la junta son de acero, por tanto el módulo de elasticidad  $E$  de 207 GPa, el mismo para todos.

$$l = l_T + l_d \quad \text{Eq. (4 – 49)}$$

$$l = 45 \text{ mm}$$

$$K_b = \frac{A_d \cdot A_T \cdot E}{A_d \cdot l_T + A_T \cdot l_d} \quad \text{Eq. (4 – 50)}$$

$$K_b = 804.47 \text{ MN/m}$$

$$K_m = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E \cdot D_b}{2 \ln \left[ 5 \frac{(0.5774 l + 0.5 D_b)}{(0.5774 l + 2.5 D_b)} \right]} \quad \text{Eq. (4 – 51)}$$

$$K_m = 3175.71 \text{ MN/m}$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad \text{Eq. (4 – 52)}$$

$$C = 0.202$$

En donde:

- $l$ : Longitud total de la junta (mm).
- $l_T$ : Longitud de la parte roscada de la junta (mm).
- $l_d$ : Longitud de la parte sin roscar de la junta (mm).
- $E$ : Módulo de elasticidad del acero (207 GPa).
- $K_b$ : Rigidez del perno (MN/m).
- $K_m$ : Rigidez de las partes presionadas (MN/m).
- $C$ : Constante de rigidez.



Para un análisis estático asumiendo una fuerza externa  $F_e$  de 52 KN, se tiene:

$$F_b = P + C \cdot F_e \quad \text{Eq. (4 - 53)} \quad F_b = 52.51 \text{ KN}$$

$$F_m = P - C \cdot F_e \quad \text{Eq. (4 - 54)} \quad F_m = 31.49 \text{ KN}$$

$$\sigma = \frac{F_b}{A_T} \quad \text{Eq. (4 - 55)} \quad \sigma = 334.46 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad estático será de:

$$n = \sigma / S_p \quad \text{Eq. (4 - 56)}$$

$$n = 2.90$$

Sin embargo suponiendo que las pequeñas deformaciones entre las piezas puedan obligar a las fuerzas a que recaigan sobre el perno, es preciso hacer un análisis de los esfuerzos fluctuantes que entrarían en acción.

Por tanto:

$$F_p = \frac{S_p}{A_T} \quad \text{Eq. (4 - 57)} \quad F_p = 152.29 \text{ KN}$$

$$F_i = 0.75 F_p \quad \text{Eq. (4 - 58)} \quad F_i = 114.22 \text{ KN}$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_T} \quad \text{Eq. (4 - 59)} \quad \sigma_i = 727.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{C \cdot F_e}{2 A_T} \quad \text{Eq. (4 - 60)} \quad \sigma_a = 33.47 \text{ MPa}$$

En donde:

- $F_p$ : Carga de Prueba (KN).
- $F_i$ : Precarga (KN).
- $\sigma_i$ : Esfuerzo Mínimo (MPa)
- $\sigma_a$ : Esfuerzo Alternante (MPa)

Ahora se puede aplicar los criterios de falla, que como costumbre, será el de Goodman y ASME-elíptica. En este caso se buscará la componente alternante de resistencia a la fatiga  $S_a$ .

Según Goodman:

$$S_a = \frac{S_e (S_{ut} - \sigma_i)}{S_e + S_{ut}} \quad \text{Eq. (4 - 61)} \quad S_a = 66.37 \text{ MPa}$$

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{Eq. (4 - 62)} \quad n_f = 1.98$$

Según ASME-elíptica:

$$S_a = \frac{S_e}{S_p^2 + S_e^2} \cdot \left( S_p \sqrt{S_p^2 + S_e^2 - \sigma_i^2} - \sigma_i \cdot S_e \right) \quad n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{Eq. (4 - 64)}$$

$$S_a = 99.34 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 - 63)} \quad n_f = 2.97$$

En donde:

$S_a$ : Componente alternante de la resistencia a la fatiga (MPa).  
 $n_f$ : Factor de seguridad a la fatiga.

La torsión de apriete para los pernos es de:

$$T_A = D_b \cdot P \cdot K \quad \text{Eq. (4 - 65)}$$

En donde:

$T_A$ : Torsión de Apriete (Nm).  
 $K$ : Constante de lubricación (0.15 para condiciones comerciales).

$$T_A = 100.8 \text{ Nm}$$

Podemos dar un vistazo a la junta roscada ya ensamblada, para ello se ensamblaron todas las piezas en juego y se les aplicó transparencia, menos al perno, para tener una mejor noción de la junta.

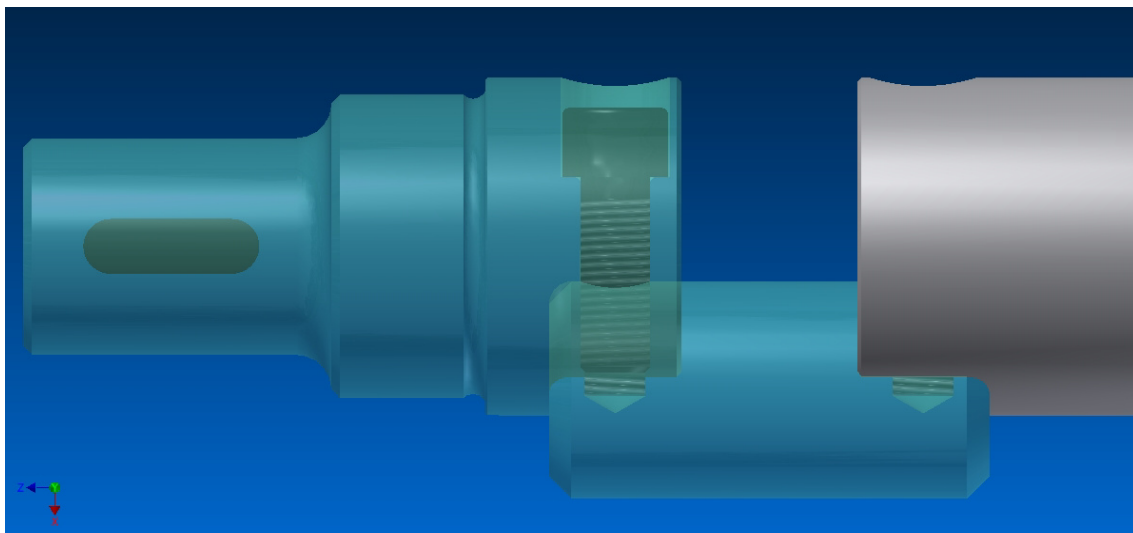


Figura 4.12, Junta Ensamblada



#### **4.1.3.3 Diseño del Segmento EFG (Eje de Apoyo Central del Cigüeñal).**

Gracias al diagrama de cuerpo libre (apartado 4.1.1) sabemos que este segmento posee uno de los cojinetes de rodamiento de apoyo, debe de transmitir un momento torsor de 45 Nm y acopla a ambos codos de biela. De eso, se considera que es conveniente diseñar el segmento de una sola pieza.

Por criterios de diseño se decide que este tenga la misma geometría que el eje transmisor de potencia. Esto con el objetivo de mantener el mismo tipo de junta con el codo de biela de compactación. La única diferencia consistirá en que este escalón tendrá 20mm más de longitud con respecto a su homologo con 64.5mm de largo, para mantener así la longitud de 100 mm que va desde el centro del molde al centro del eje de rotación del revólver.

De hecho, el análisis de cuerpo libre (apartado 4.1.1) nos reafirma que este eje estará sometido a menores esfuerzos, ya que no debe transmitir semejante momento torsor, y el momento de flexión máximo está más próximo al eje transmisor de potencia.

Acerca del material se decide continuar con el AISI 4340 OQT 1000, para lograr así una constancia en la solides y rigidez en el cigüeñal completo.

##### **4.1.3.3.2 Sistema de fijación del Cojinete**

Como se detallará mejormenete en el acápite de selección de cojinetes, es preciso fijar axialmente al menos uno de los cojinetes, de tal manera que se decide hacerlo en la parte media del cigüeñal.

Se necesita otro escalón, cuyo funcionamiento será proporcionar fijación al elemento rodante. En este caso se selecciona una tuerca de fijación SKF KM13 la cual necesita una rosca métrica de M65x2.

De tal modo que se diseña este escalón con ese mismo perfil de rosca con una longitud de 15mm y una ranura de tipo cuñero para ensamblar correctamente la arandela correspondiente (SKF MB13).

##### **4.1.3.3.3 Escalón de sujeción para el Codo de Biela de Saque.**

Para efectos de montaje y construcción del escalón roscado para la fijación del cojinete, este escalón debe ser más pequeño, entonces su diámetro es seleccionado arbitrariamente a 60mm. La longitud de inserción del codo de biela de saque es de 33mm (ver apartado 4.1.3.5).

La longitud del escalón primeramente se consideró dejar igual que el escalón de





sujeción del codo de biela de compactación (64.5 mm), sin embargo, por razones de posicionamiento de sujetadores (ver apartado 4.1.3.4.1) se ha decidido alargar dicho escalón unos 3mm, quedando con una longitud de 67.5mm respecto del hombro del asiento del cojinete, hay que recordar que ahora está presente otro escalón roscado de 15mm, resultando finalmente con una longitud de 52.5mm (ver plano3 en anexo 3.3).

De igual manera este escalón contendrá un perno de cuenco hexagonal de designación M16 x 2 x 45 de norma ISO 4762 con un diámetro y una altura de cabeza de 24mm x 16mm. Se propone un agujero de 25 mm con una profundidad de 18mm y concéntricamente un agujero pasante de 16mm de diámetro, localizado a 18mm del extremo derecho, cuando en realidad sólo deberían ser 15mm pero hay que recordar que el escalón se ha alargado 3mm.

El diámetro de este escalón no es capaz de envolver un codo de biela con un descentramiento de hasta 45mm, cuando el diámetro de dicho codo es de 40mm (ver apartado 4.1.3.5). Es necesario acoplar un elemento espaciador, para alojarlo se propone crear un corte plano perpendicular al agujero contenedor del perno, dicho corte se idealiza que tenga una profundidad de 10mm (ver plano 3.3).

Para un diseño completo se mostrarán los esfuerzos al cual estará sometido este escalón.

Para un entalle estimado de 0.5mm de radio se tiene:

$$D/d = 1.04 \qquad r/d = 0.01$$

$$K_t = 2.60 \qquad K_{ts} = 2.00$$

$$q = 0.96 \qquad q_s = 1.00$$

$$K_f = 2.54 \qquad K_{fs} = 2.00$$

Para el cálculo de esfuerzos tenemos:

$$M_{max} = 20 \text{ Nm}$$

$$T_{max} = 45 \text{ Nm}$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 22)}$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 23)}$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 24)}$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 25)}$$



$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 32)} \quad M_m = 10 \text{ Nm}$$

$$T_m = 45 \text{ Nm}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 33)}$$

$$\sigma_a = 1.20 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 1.20 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 34)}$$

$$\tau_a = 2.69 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 32)}$$

$$\tau_m = 2.69 \text{ MPa}$$

$$M_{min} = 0$$

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} \quad \text{Eq. (4 - 36)}$$

$$T_{min} = 0$$

$$\sigma_m' = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} \quad \text{Eq. (4 - 37)}$$

$$M_a = 10 \text{ Nm}$$

$$\sigma_a' = 4.81 \text{ MPa}$$

$$T_a = 22.5 \text{ Nm}$$

$$\sigma_m' = 4.81 \text{ MPa}$$

Como pudimos observar la magnitud de los esfuerzos obtenidos es muy pequeña y no presenta ningún riesgo de fractura tampoco se ve necesario hacer un análisis de la fatiga en estas condiciones.

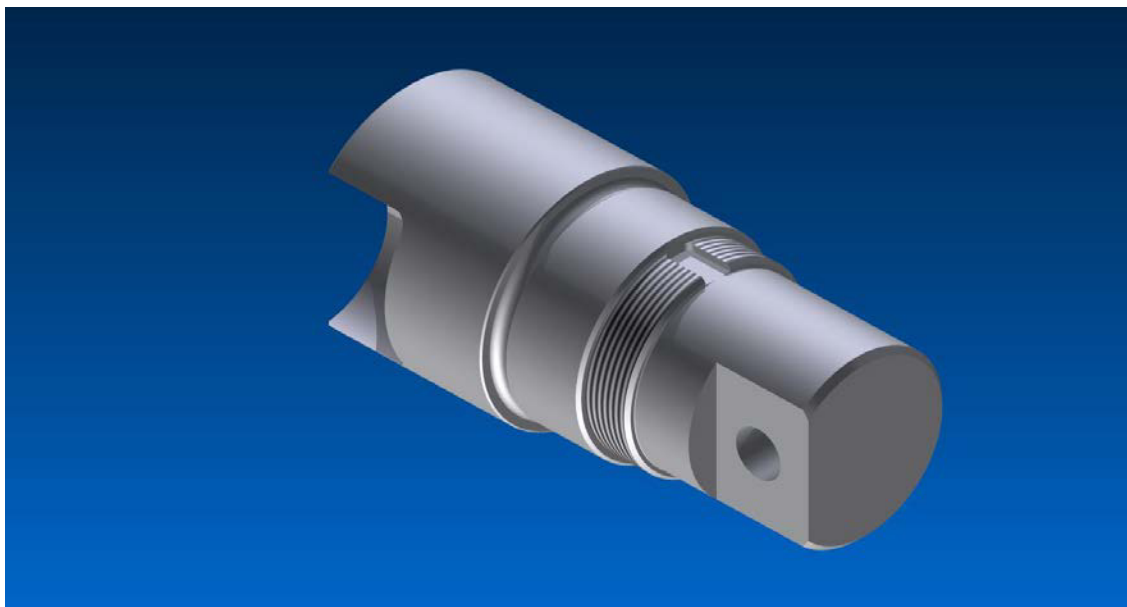


Figura 4.13, Pieza Terminada

#### 4.1.3.4 Diseño del segmento GH

A diferencia del otro codo, este tiene una longitud de excentricidad de 45mm para poder lograr el saque del producto terminado, como se mencionó anteriormente por efectos de construcción el eje de apoyo central no es capaz de albergar con una cavidad el codo de biela de saque, como con el codo de biela de compactación.

Para conseguir el espesor del elemento espaciador tomamos en cuenta principalmente la longitud de excentricidad entre ejes (45mm), el diámetro del eje del apoyo central (escalón de 60mm) con su respectivo corte plano (10mm) y el diámetro del eje excéntrico o codo de biela (40mm) con su respectivo corte plano (ver apartado 4.1.3.5) de 5mm quedando como resultado un espesor necesario de 10mm.

El material no es una de las decisiones más importantes a tomar por su primitiva y muy necesaria función. Es preferible que el espaciador cubra toda la superficie plana de corte, la cual es de 33mm por 33mm con su respectivo agujero coaxial a los de las demás piezas, este con un diámetro de 16mm (Ver Plano 4 anexo 3.4). Como se ve a continuación:

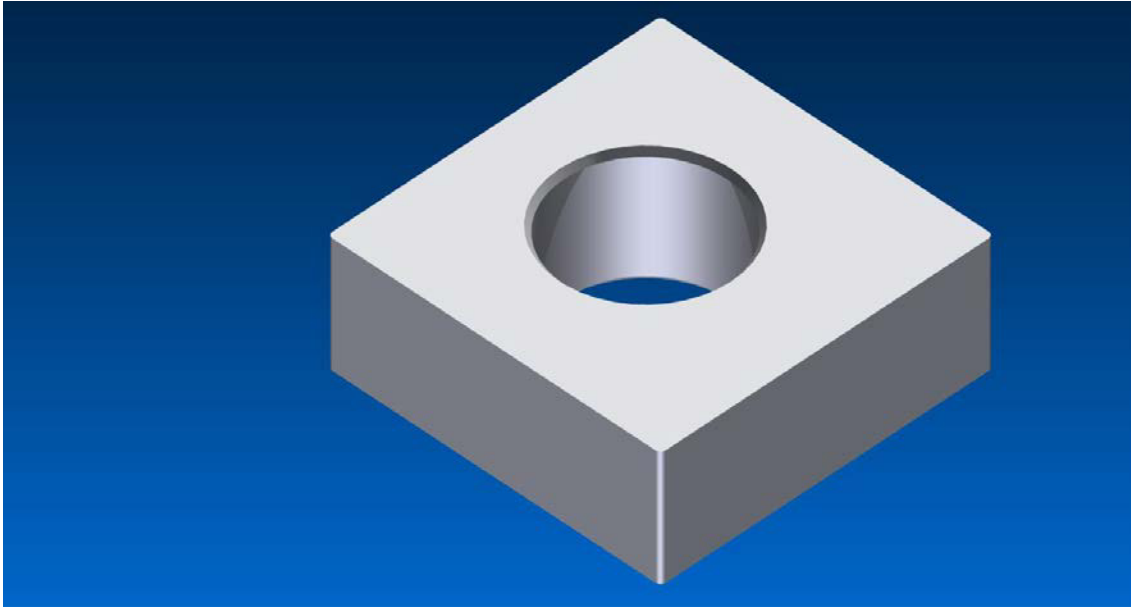


Figura 4.14, Pieza Terminada

#### 4.1.3.4.1 Sujetadores de los Ejes

Se escoge un tornillo de cuenco hexagonal de designación M16 x 2 x 45 de norma ISO 4762 y grado 12.9, el cual tiene:

Propiedades geométricas de la rosca:

$$D_b = 16 \text{ mm}$$

$$D_p = 14.77 \text{ mm}$$

$$P = 2 \text{ mm}$$

$$D_m = 13.54 \text{ mm}$$

$$A_{dm} = 144 \text{ mm}^2$$

$$A_d = 201.06 \text{ mm}^2$$

$$A_T = 157 \text{ mm}^2$$

Propiedades mecánicas:

$$S_p = 970 \text{ MPa}$$

$$S_y = 1100 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 1220 \text{ MPa}$$

$$S_e = 190 \text{ MPa}$$

$$G = 12.9$$

Para una junta con 42 mm de longitud sin roscar y 23 mm roscada. Se sostiene que todas las piezas de la junta son de acero, por tanto el módulo de elasticidad  $E$  de 207 GPa, el mismo para todos.



$$l = l_T + l_d \quad \text{Eq. (4 - 49)}$$

$$l = 65 \text{ mm}$$

$$K_b = \frac{A_d \cdot A_T \cdot E}{A_d \cdot l_T + A_T \cdot l_d} = 429.7 \text{ MN/m} \quad \text{Eq. (4 - 50)}$$

$$K_m = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E \cdot D_b}{2 \ln \left[ 5 \frac{(0.5774 l + 0.5 D_b)}{(0.5774 l + 2.5 D_b)} \right]} = 2788.75 \text{ MN/m} \quad \text{Eq. (4 - 51)}$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad \text{Eq. (4 - 52)}$$

$$C = 0.134$$

Para un análisis estático asumiendo una fuerza externa **Fe** de 50 KN, tenemos:

$$F_b = P + C \cdot F_e \quad \text{Eq. (4 - 53)} \quad F_b = 58.69 \text{ KN}$$

$$F_m = P - C \cdot F_e \quad \text{Eq. (4 - 54)} \quad F_m = 41.31 \text{ KN}$$

$$\sigma = \frac{F_b}{A_T} \quad \text{Eq. (4 - 55)} \quad \sigma = 696.16 \text{ MPa}$$

Nuestro factor de seguridad estático será de:

$$n = \sigma / S_p \quad \text{Eq. (4 - 56)}$$

$$n = 1.39$$

Suponiendo que la junta tenga que soportar una fuerza fluctuante con una fuerza externa **P** de 10KN tenemos:

$$F_p = \frac{S_p}{A_T} \quad \text{Eq. (4 - 57)} \quad F_i = 61.33 \text{ KN}$$

$$F_i = 0.75 F_p \quad \text{Eq. (4 - 58)} \quad \sigma_i = 727.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_T} \quad \text{Eq. (4 - 59)} \quad \sigma_a = \frac{C \cdot F_e}{2 A_T} \quad \text{Eq. (4 - 60)}$$

$$F_p = 81.77 \text{ KN} \quad \sigma_a = 7.92 \text{ MPa}$$



Según el criterio de falla de Goodman:

$$S_a = \frac{S_e (S_{ut} - \sigma_i)}{S_e + S_{ut}} \quad \text{Eq. (4 - 61)} \quad n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{Eq. (4 - 62)}$$

$$S_a = 66.37 \text{ MPa} \quad n_f = 8.38$$

Según ASME-elíptica:

$$S_a = \frac{S_e}{S_p^2 + S_e^2} \cdot \left( S_p \sqrt{S_p^2 + S_e^2 - \sigma_i^2} - \sigma_i \cdot S_e \right) \quad n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{Eq. (4 - 64)}$$

$$S_a = 102.14 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 - 63)} \quad n_f = 12.9$$

Sin embargo a diferencia de la otra junta, esta puede sufrir esfuerzos de flexión por el hecho de no tener una cavidad contenedora que evite este efecto. En todo caso la flexión será soportada por el perno, por tanto:

$$M_{max} = 60 \text{ Nm} \quad M_{min} = 0$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 22)} \quad M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 23)}$$

$$M_a = 30 \text{ Nm} \quad M_m = 30 \text{ Nm}$$

$$\sigma_a = K_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 32)} \quad \sigma_m = K_f \frac{32 M_m}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 33)}$$

$$\sigma_a = 123.09 \text{ MPa} \quad \sigma_m = 123.09 \text{ MPa}$$

La evaluación según el criterio de Goodman:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \quad \text{Eq. (4 - 42)}$$

$$n = 1.34$$

Según ASME-elíptica, tenemos.

$$\frac{1}{n} = \left[ \left( \frac{\sigma_a}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Eq. (4 - 43)}$$

$$n = 2.40$$



La torsión de apriete para los pernos es de:

$$T_A = D_b \cdot P \cdot K \quad \text{Eq. (4 – 65)}$$

En donde:

$T_A$ : Torsión de Apriete (Nm).

$K$ : Constante de lubricación (0.15 para condiciones comerciales).

$$T_A = 120 \text{ Nm}$$

El ensamble de la junta quedará de la siguiente manera:

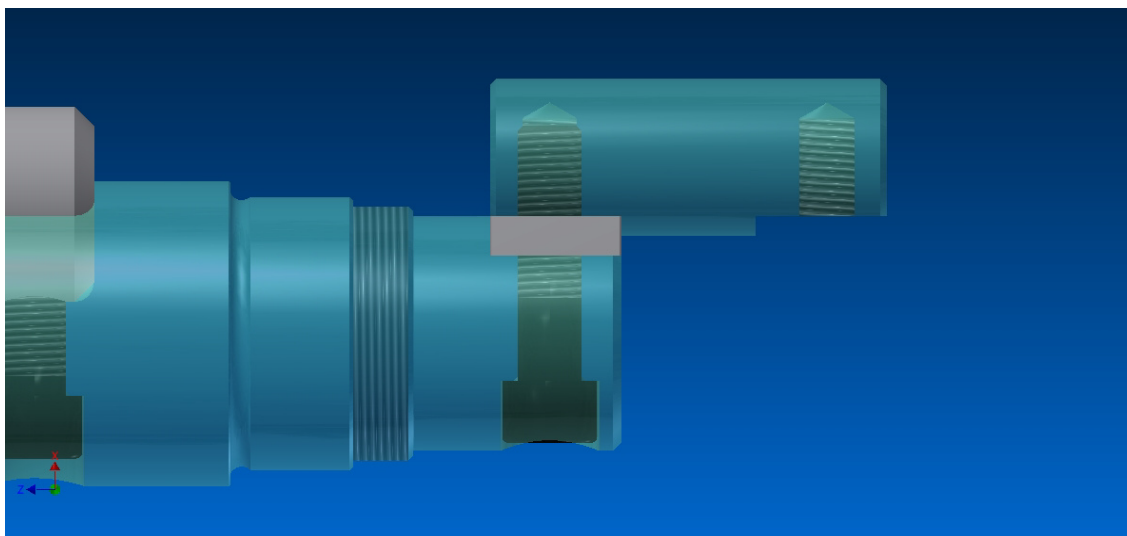


Figura 4.15, Junta Ensamblada

#### 4.1.3.5 Diseño del segmento HI (Codo de Biela de Saque)

El codo de biela de saque al igual que el otro codo de biela no es una pieza complicada para fabricar y para su diseño sólo hay que tomar en cuenta cual es el diámetro apto para su funcionamiento.

Se designa un diámetro de 40mm con dos cortes planos de 5mm de profundidad y una longitud de 33mm para cada uno. Consta de dos agujeros roscados de designación M16x2 clase 6H de 25mm de profundidad.

La designación de 40mm de diámetro es para garantizar la profundidad de los agujeros roscados aún después del corte plano, sumando las longitudes más el tope cónico que se hace para la construcción del agujero que ronda por los 4mm a 5mm, da que se necesita 35mm de espesor del codo. Al elegir un diámetro de 40mm aseguramos que la perforación del agujero no traspase la pieza.

Al igual que el anterior codo de biela, este tiene una longitud total de 100mm y sus agujeros roscados se ubican a 15mm desde su centro hasta su respectivo extremo más próximo. La profundidad y designación de estos agujeros roscados ya fue especificada en el acápite anterior.

Da las decisiones anteriormente tomadas hacemos los cálculos de esfuerzo a la que dicha pieza estará sometida:

A la flexión tenemos:

$$M_{max} = 20 \text{ Nm}$$

$$M_{min} = 0$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 22)}$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 23)}$$

$$M_a = 10 \text{ Nm}$$

$$M_m = 10 \text{ Nm}$$

$$\sigma_a = \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 32)}$$

$$\sigma_m = \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 33)}$$

$$\sigma_a = 1.59 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 1.59 \text{ MPa}$$

Ahora simulando la pieza mediante análisis de esfuerzos de elemento finito se tiene:

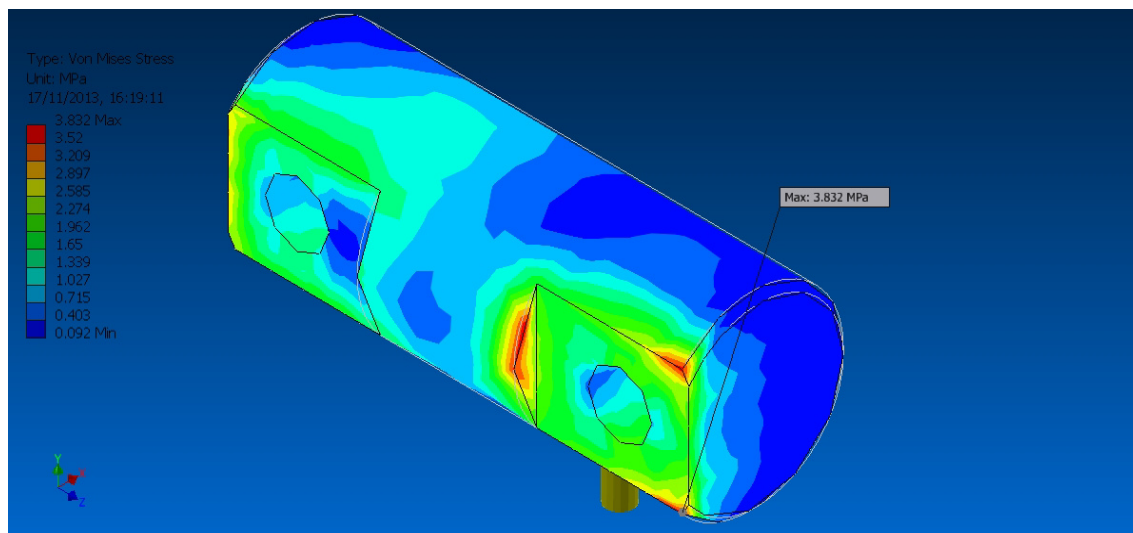


Figura 4.16, Junta Ensamblada

A como podemos apreciar en la simulación, se localizan concentraciones de esfuerzos con picos de hasta 3.82 MPa. Esta magnitud de esfuerzos no es capaz de ejercer algún daño en la pieza además es localizan en puntos no tan críticos.



La pieza finalmente quedará así:

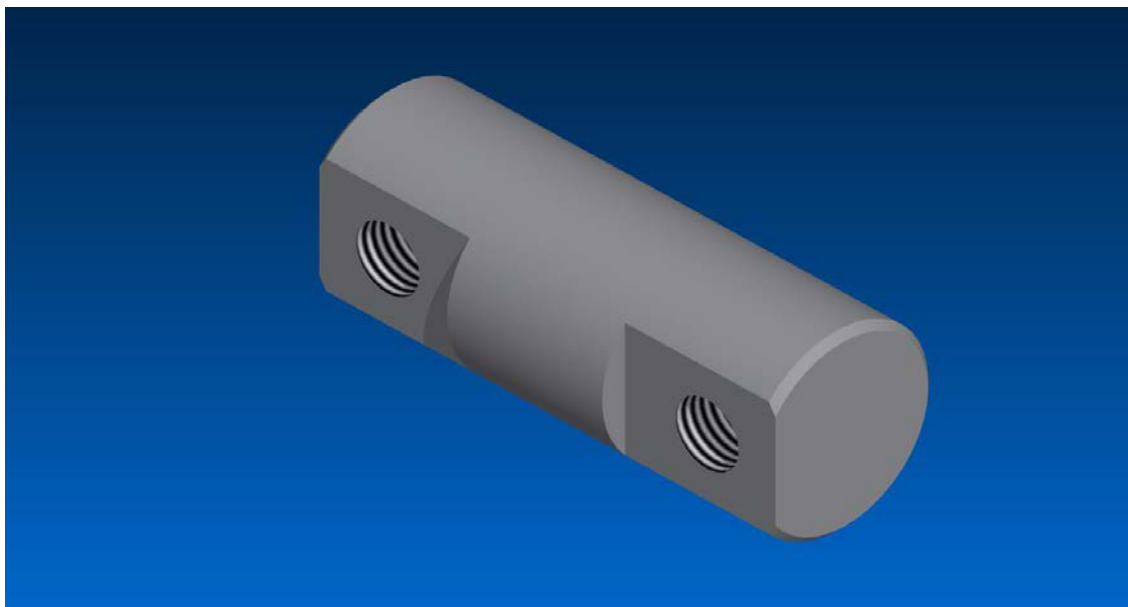


Figura 4.17, Junta Ensamblada

#### 4.1.3.6 Diseño del segmento JK (Eje del Engranaje Cónico)

Esta pieza está encargada de contener al engranaje cónico que transmitirá torsión al eje del accionador del revolver también tendrá que compensar la longitud entre el eje del revólver y el eje accionador, otro de sus funciones es servir de apoyo para el sistema de biela-manivela de saque.

Primeramente el escalón a diseñar es el que se acoplará con el codo de biela de saque, como se dijo anteriormente, el codo de biela se insertará unos 33mm, nuestro criterio de diseño es prolongar ese escalón hasta los 39mm y mantener el mismo diámetro del eje de apoyo central que acopla al codo de biela de saque para mantener la misma longitud del elemento espaciador y el perno sujetador.

De igual manera el agujero contenedor del perno de sujeción estará ubicado a 18mm del extremo izquierdo con las mismas características para el agujero, tales como un agujero de 25mm de diámetro y 18mm de profundidad con tope plano y concéntricamente un agujero pasante de 16mm hasta pegar con corte plano de 10mm de profundidad.

Inmediatamente después de este escalón, se diseña otro escalón el cual contendrá el engranaje cónico el cual tiene un cubo de 20.6mm de longitud, con un diámetro de 50mm (ver apartado 4.7.3), en todo caso se dejará el mismo diámetro con una longitud de escalón de 24mm. Este llevará consigo agujeros de



6mm de diámetro y 3mm de profundidad para alojar los prisioneros que fijarán el engranaje al eje.

Para el diseño del escalón intermedio el cual deberá compensar la longitud total antes mencionada es preciso conocer la longitud y diámetro del último escalón el cual contendrá al cojinete de apoyo. Se selecciona un cojinete de rodamiento de agujas SKF NKI 40/30 (ver apartado 4.11.1.1) el cual tiene un diámetro para el eje de 40mm con una longitud de 30mm. De tal modo se designa el mismo diámetro y se decide alargar dicho escalón a una longitud de 40mm.

Para la colocación del cojinete es necesario elegir un tipo de garganta, como se ha venido dando se mostrará sólo la evaluación de la forma seleccionada.

Se selecciona una garganta de 2mm de largo por 1mm de profundidad y un radio de 2mm, de lo cual se tiene:

Para el cálculo de factores de concentración se tiene:

$$r/d = 0.16$$

$$D/d = 1.40$$

$$K_{ts} = 1.29$$

$$q_s = 1.00$$

$$K_{fs} = 1.29$$

Para el cálculo de esfuerzos se tiene:

$$M_{max} = 20 \text{ Nm}$$

$$M_{min} = 0$$

$$T_{max} = 10 \text{ Nm}$$

$$T_{min} = 0$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 22)}$$

$$M_a = 10 \text{ Nm}$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 24)}$$

$$T_a = 5 \text{ Nm}$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 23)}$$

$$M_m = 10 \text{ Nm}$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} \quad \text{Eq. (4 - 25)}$$

$$T_m = 5 \text{ Nm}$$

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 32)}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 33)}$$



$$\sigma_a = 0.61 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0.61 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 34)}$$

$$\tau_a = 0.12 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad \text{Eq. (4 - 35)}$$

$$\tau_m = 0.12 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} \quad \text{Eq. (4 - 36)}$$

$$\sigma_a' = 0.64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} \quad \text{Eq. (4 - 37)}$$

$$\sigma_m' = 0.64 \text{ MPa}$$

Las dimensiones de los esfuerzos son muy pequeñas y se puede decir que están sobredimensionados, sin embargo el diseño depende de la optimización del ensamble de las demás piezas.

Del diagrama de cuerpo libre sabemos que la distancia desde el punto **J** al punto **K** debe ser de 95mm. Para saber cuánto debe de tener el escalón de compensación de longitud, es necesario saber cuánto se alargan los escalones donde se ubican dichos puntos. El escalón de acople del codo de biela de saque esta alargado unos 3mm como ya sabíamos, el escalón para el cojinete de agujas esta alargado unos 10mm más 15mm de la longitud media del cojinete y tenemos ubicados los dos puntos **J** y **K**.

Ahora la longitud a tomar en cuenta del escalón de acople de codo es de 39mm menos 3mm, que es 36mm, del escalón del engranaje son 24mm y por último el escalón del cojinete son 15mm que es la longitud media del cojinete; entonces para compensar nuestros 95mm necesitamos 20mm exactamente, el cual será la medida de nuestro escalón de compensación de longitud. Su diámetro tendrá que ser menor que el diámetro de inserción del engranaje, eso por su debido montaje, y mayor que el escalón del cojinete, para asegurar su ubicación mediante el hombro de nuestro escalón. Al final se decide tomar la recomendación que da SKF para el diámetro menor que se le debe de dar al hombro del escalón de tope en este cojinete el cual es de 45mm.

#### 4.1.4 Forma del Cigüeñal

De todas las partes anteriormente diseñadas, podemos tener una noción tangible de cómo quedaría finalmente el cigüeñal como una pieza única ya ensamblada.

De lo cual se tiene:



Figura 4.18, Cigüeñal Completamente Ensamblado

## 4.2 La Biela de Compactación

La mayor aplicación de la biela se encuentra en los motores de combustión interna, en donde su principal función es conectar el pistón al cigüeñal y transmitir la fuerza explosiva que recibe el pistón directamente al cigüeñal. En la industria automotriz las secciones transversales utilizados son las de perfil H e I, son fabricadas todas por forjamiento pero algunos fabricantes de piezas las hacen por maquinado CNC.

En este caso del diseño de la briquetadora revolver, haremos uso de un mecanismo biela manivela en las funciones principales de compresión y saque de la materia prima (biomasa). Con una pequeña variante en el uso final del mecanismo, el cigüeñal nos transmitirá el movimiento y una determinada fuerza, la biela debe cederla hasta un vástago que estará conectado a un punzón, permitiendo la etapa de compresión y otro mecanismo idéntico con una fuerza menor para la etapa de sacado de la briqueta. En este acápite profundizaremos el diseño y método utilizado de análisis de la biela.

### 4.2.1 Diseño de la Biela

Debido que en nuestro país no existen industrias especializadas para la fabricación de piezas por forzamiento ni maquinado en CNC, tomamos una variante en la obtención de la biela para facilitar el análisis y la posterior fabricación, se describe a continuación.



La biela está compuesta por dos partes<sup>1</sup> principales:

El alma de la biela, esta es la pieza que contiene el buje que estará conectado con el vástago (pie de biela) y también contiene la bancada inferior que se conecta con el cigüeñal.

Bancada superior que presenta los orificios de las justas pernadas, (la bancada inferior y superior forman lo que se conoce como cabeza de biela).

Para el diseño del alma de la biela de compresión y de sacado, utilizaremos el análisis de columnas ver anexo 2.6, en este caso es una columna articulada-articulada debido a que no se puede mover de un lado a otro, pero no ofrece resistencia a la rotación del extremo, dado que el extremo superior estará conectado al cigüeñal y el extremo inferior quedará acoplado a un vástago con pasador cilíndrico, en ambos casos la biela realiza un grado de rotación.

#### 4.2.1.1 Pie de Biela de Compactación

Para los cálculos se partieron de los siguientes datos del material AISI 1050 laminado en frio, de lo cual:

$$S_y = 579 \text{ MPa}$$

$$E = 206.8 \text{ MPa}$$

$$B = 20 \text{ mm}$$

$$H = 26 \text{ mm}$$

$$L = 132 \text{ mm}$$

$$N = 3$$

$$F_{bcp} = 86 \text{ KN}$$

En donde:

$S_y$ : Resistencia de Fluencia (MPa).

$E$ : Módulo de Elasticidad (MPa).

$B$ : Base de la sección Transversal (mm).

$H$ : Altura de la sección Transversal (mm).

$L$ : Longitud de la Biela (mm).

La relación de esbeltez, es el cociente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro mínimo. El Radio de giro es una propiedad que depende de la forma, dimensiones, sección trasversal y de la fijación de los apoyos.

---

<sup>1</sup> Para facilitar la fabricación estas partes de la biela se obtendrán por separado y por medio de un proceso de soldadura se unirán para formar toda la biela.



$$r = \sqrt{I/A} \quad \text{Eq. (4 – 66)}$$

En donde:

- $r$ : Radio de giro mínimo (mm).  
 $A$ : Area de la Sección Transversal (mm<sup>2</sup>).  
 $I$ : Momento de Inercia de la Sección Transversal (mm<sup>4</sup>).

Calculo el radio de giro respecto al eje que produzca el valor menor para la sección rectangular que se muestra en la figura 4.19. Siendo el eje Y- Y, para el cual se tiene la formula siguiente:

$$r = \frac{B}{\sqrt{12}} \quad \text{Eq. (4 – 67)}$$

$$r = 5.77mm$$

La biela tiene los dos extremos articulados por lo que  $k = 1$  entonces la relación de esbeltez  $R_E$  es como sigue.

$$R_E = \frac{KL}{r} \quad \text{Eq. (4 – 68)}$$

$$R_E = 22.87$$

En donde:

- $R_E$ : Relación de esbeltez.  
 $k$ : Factor por tipo de extremo.  
 $L$ : Longitud de la Biela (mm).

A continuación se procede a calcular la constante de columna ( $C_c$ ) para el material a utilizar, con sus propiedades correspondientes. La constante de columna es una relación de esbeltez de transición que depende de las propiedades interna del material de la columna. Se calcula con la siguiente formula.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad \text{Eq. (4 – 69)}$$

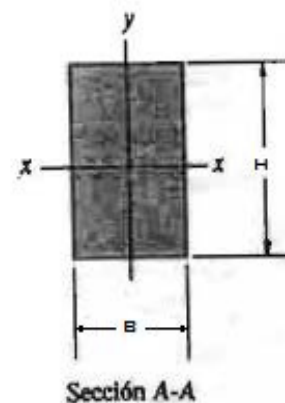


Figura 4.19, Sección Transversal de la Biela

Se compara la relación de esbeltez con la constante de columna para saber qué tipo de columna es, “corta o larga”. Si la relación de esbeltez es menor que la constante de columna entonces la columna es corta, de lo contrario se considera como una columna larga, en nuestro caso es “corta” entonces usamos la fórmula de J.B. Johnson para calcular la carga crítica de pandeo o carga permisible  $P_{er}$  el área viene dada por B (base) y H (altura) de la sección transversal rectangular.

$$P_{er} = AS_y \left[ 1 - \frac{S_y(KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad \text{Eq. (4 – 70)}$$

$$P_{er} = 312.94 \text{KN}$$

La carga crítica de pandeo nos da  $P_{er} = 312.94 \text{KN}$ , como se tomó un factor de diseño  $N=3$  entonces la carga admisible es  $P_a=104.31 \text{KN}$ , la carga real a la que estará sometida el alma de la biela es de 86KN, teniendo un 17.5 % menor que la carga admisible y un factor de seguridad de 3.63 respecto a la carga real, por tanto consideramos que soportará. A continuación se muestra la figura 4.20

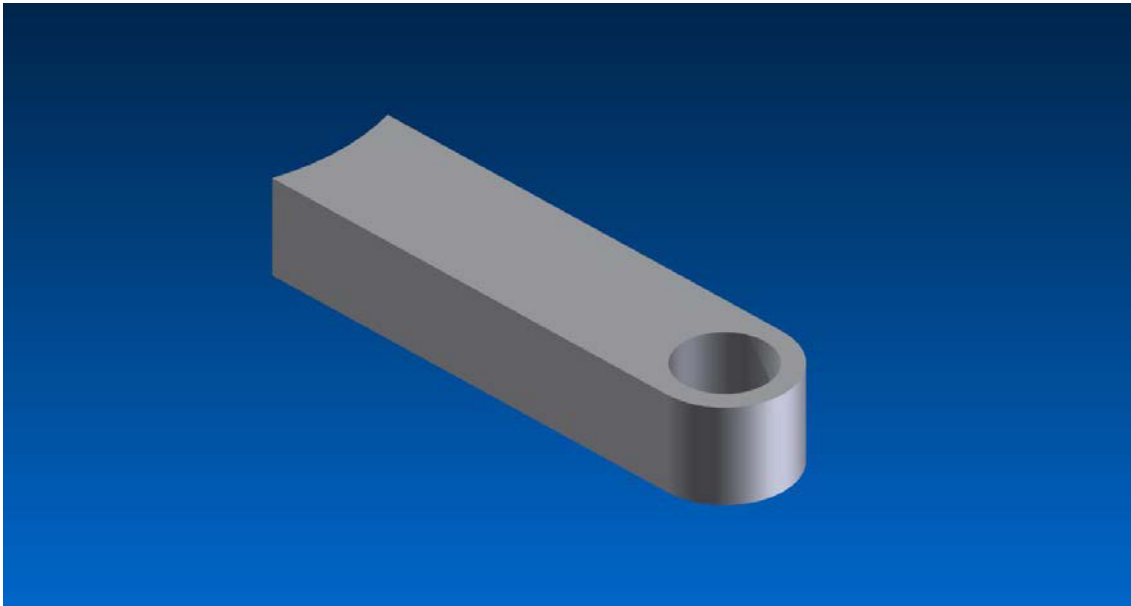


Figura 4.20, Pie de Biela

#### 4.2.1.2 Bancadas Superior e Inferior

Para el diseño de esta parte tomamos como referencia el diámetro externo del cigüeñal de 50mm de la sección donde se alojara la biela. También se tomó en consideración que entre el cigüeñal y la biela debe de llevar un buje o cojinete de superficie plana su espesor es de 5mm.



Entonces podemos decir que el diámetro interno de las bancadas es de 60mm sin tomar en cuenta las tolerancias, un diámetro exterior de 90mm y un ancho de 24 mm, en estas mismas puedan alojarse los pernos de sujeción, además de tener cejas en los extremos y en el centro para asegurar la detención de los cojinetes.

Se pretende obtener de una manera rápida y sencilla, se tomara una barra sólida que tenga unas medida aproximadas a las deseadas como  $3.5/8$  pulg $\approx 92.075$ mm de diámetro exterior, con ancho de 1 pulg 25.4mm estas medidas, posteriormente se maquinara con todos los detalles (Plano 9 de anexos 3.9) y se cortara en dos mitades iguales dando lugar a la bancada superior e inferior.

En las bancadas superior e inferior se harán los agujeros de los pernos, la bancada inferior será soldada al pie de biela, para asegurar la unión se soldaran unos refuerzos de espesor  $3/8$  pulg $\approx 9.525$ mm.

A continuación mostramos unas ilustraciones en 3D.

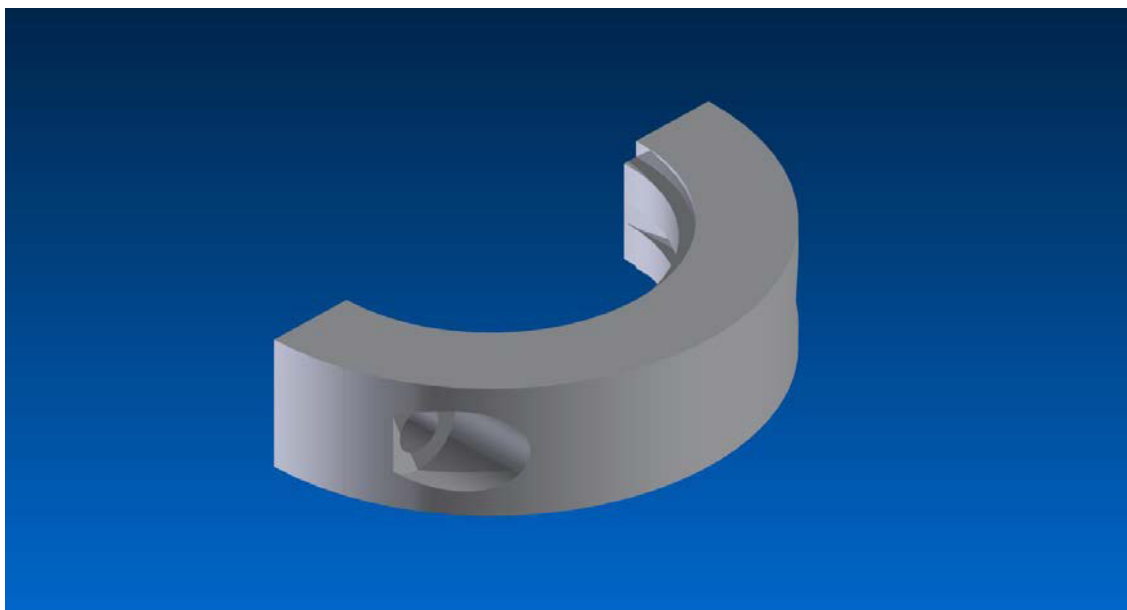


Figura 4.21, Bancada Superior



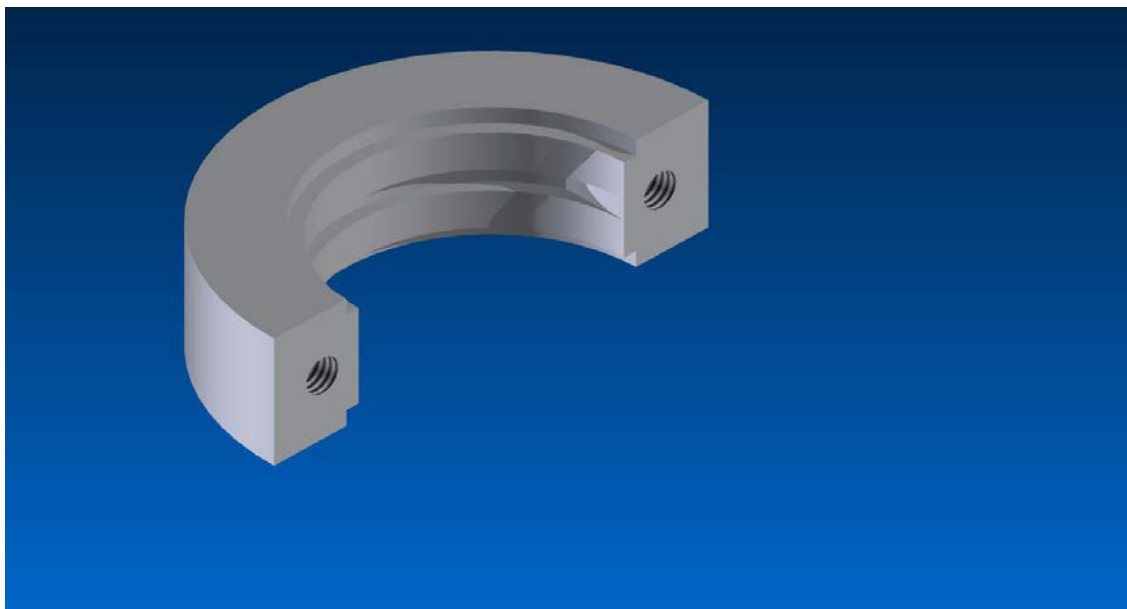


Figura 4.22, Bancada Inferior

### 4.2.1.3 Cojinetes de Deslizamiento o Bujes

#### 4.2.1.3.1 Selección del Material

El cojinete o buje debe tener la capacidad de soportar una carga radial de 86kN, proveniente del cigüeñal que tiene un diámetro de 50mm y que gira a 15rpm. Esta fuerza se desea transmitir a todo el mecanismo de compactación como se demostró en capítulos anteriores.

$$D = 50 \text{ mm}$$

$$L = 30 \text{ mm}$$

En donde:

$D$ : Diámetro Tentativo (mm).

$L$ : Longitud del buje (decisión de diseño) (mm).

La presión y Velocidad a la que el buje estará sometido será:

$$P = \frac{F}{LD} \quad \text{Eq. (4 – 71)}$$

$$P = 57,333.33 \text{ KPa}$$



$$V = \frac{\pi n D}{60} \quad \text{Eq. (4 – 72)}$$

$$V = 0.039 \text{ m/s}$$

En donde:

- P:** Presión en el Buje (KPa).  
**F:** Fuerza de Compresión (KN).  
**n:** RPM.  
**V:** Velocidad lineal del muñón (m/s)

El factor PV es una medida de la capacidad del material en el cojinete para tomar la energía de fricción que se genera en el mismo, un valor práctico de diseño es seleccionar el material con la mitad de su valor límite (Diseño de elementos de máquinas Robert Mott).

$$PV = (57,333.33 \text{ KPa})(0.039 \text{ m/s}) \quad \text{Eq. (4 – 73)}$$

$$PV = 2,251.47 \text{ KPa.m/s}$$

Valor de Diseño

$$2PV = 4,502.94 \text{ KPa.m/s} \quad \text{Eq. (4 – 74)}$$

**Tabla 4.1, Parámetros Típicos de Funcionamiento para Materiales de Cojinetes a Temperatura Ambiente.**

Material	Factor PV	
	Psi. Pie/min	KPa.m/s
Bronce al manganeso (C86200) SAE 430 A	150000	5250
Bronce al aluminio (C93200) SAE 68 A	125000	4375
Bronce de estaño con plomo (C93200) SAE 660 A	75000	2625
Bronce poroso impregnado en aceite (C86200)	50000	1750
PTFE Rulon: Forro M	25000	875
Bronce fosfórico	21000	735
Grafito metalizado	15000	525

Como se muestra en la tabla 4.1, se podrá usar un buje de bronce al aluminio, con un valor nominal de  $PV = 4375 \text{ KPa.m/s}$  debido a que solamente es 3% menor que el valor de diseño, mientras que el bronce al manganeso es 15% mayor al valor de diseño PV.



#### 4.2.1.3.2 Límite de tamaño.

El buje de bronce al aluminio se va a instalar dentro de las bancadas de la biela de acero (AISI 1045 Laminado en caliente) como se menciona anteriormente y en más detalle en los dibujos (Plano 10 de anexo 3.10). Se definió que el diámetro nominal exterior del buje sea de 60mm (2.36pulg). Las bancadas de acero tiene un diámetro nominal interior de 60mm (2.36pulg), su diámetro nominal exterior de 90 mm (3.54pulg) y su ancho es de 24mm (0.94pulg).

Para obtener un ajuste a alta precisión se tomó FN3. Los límites de tamaño para al diámetro exterior del buje y el diámetro interno del soporte o bancadas, se determinan mediante la interferencia que resulta. Para la interferencia máxima obtenida, se calcula la presión que se desarrolla entre el buje y el soporte, el esfuerzo de esos dos elementos y la deformación en ellos.

Se usara 206 GPa para el acero y 117.2 GPa para el bronce, también la relación de Poisson de 0.27 en ambos materiales. De tabla en anexo 2.7, se ve para un tamaño de la pieza (bancadas) de 60mm (2.362pulg) en la superficie de contacto. Los límites de tolerancia sobre el orificio y el elemento son +1.2 y -0. (30.48μm y 0.0μm). Al aplicarlo para el tamaño básico se obtiene los límites de dimensiones para el orificio, en el soporte de acero.

$$60mm + 0.03048mm = 60.03048mm \quad (Máxima)$$

$$60mm + 0.0000mm = 60.0000mm \quad (Mínima)$$

Para el inserto de bronce los límites de tolerancia son +3.2 y +2.5 (81.28μm y 63.5μm) entonces los límites de tamaño para el diámetro exterior del buje son:

$$60mm + 0.08128mm = 60.08128mm \quad (Máxima)$$

$$60mm + 0.0635mm = 60.06338mm \quad (Mínima)$$

Los límites de interferencia seria de 0.0032 a 0.0013 pulg (81.28 y 33.02μm)

#### 4.2.1.3.3 Presión Máxima

La presión máxima se producirá con la interferencia máxima que es de 0.0032pulg (0.08128mm).



$$P_{Max} = \frac{\delta}{b \left[ \frac{1}{E_0} \left( \frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} + v_0 \right) + \frac{1}{E_i} \left( \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} + v_i \right) \right]} \quad \text{Eq. (4 - 75)}$$

Los valores que se necesitan son:

$$a = \frac{D_{ib}}{2} = 25 \text{ mm} \quad \text{Eq. (4 - 76)}$$

$$b = \frac{D_{ob}}{2} = 30 \text{ mm} \quad \text{Eq. (4 - 77)}$$

$$c = \frac{D_{obb}}{2} = 40 \text{ mm} \quad \text{Eq. (4 - 78)}$$

En donde:

- $a$ : Radio interior del elemento interior (mm).
- $b$ : Radio exterior del elemento interior (mm).
- $c$ : Radio exterior del elemento exterior (mm).
- $D_{ib}$ : Diámetro interior del elemento interior (mm).
- $D_{ob}$ : Diámetro exterior del elemento interior (mm).
- $D_{obb}$ : Diámetro exterior del elemento exterior (mm).
- $\delta$ : Interferencia máxima (mm)
- $E_0$ : Módulo de Elasticidad del elemento exterior (GPa).
- $E_i$ : Módulo de Elasticidad del elemento interior (GPa).
- $v_0$ : Relación de Poisson del elemento exterior.
- $v_i$ : Relación de Poisson del elemento interior.

Ahora podemos calcular la presión máxima

$$P_{Max} = 42.63 \text{ MPa}$$

#### 4.2.1.3.4 Esfuerzo de tensión y de compresión.

El esfuerzo de tensión en las bancadas de acero es:

$$\sigma_o = P_{Max} \left[ \frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} \right] = 110.83 \text{ Mpa} \quad \text{Eq. (4 - 79)}$$

El esfuerzo de compresión en el buje de bronce fosfórico es:

$$\sigma_i = -P_{Max} \left[ \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \right] = -236.59 \text{ Mpa} \quad \text{Eq. (4 - 80)}$$

#### 4.2.1.3.4 Incremento y decremento de diámetros.

El incremento de diámetro del soporte de acero es ( $\delta_o$ ):

$$\delta_o = \frac{2bP_{Max}}{E_o} \left( \frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} + v_o \right) \quad \text{Eq. (4 - 81)}$$

$$\delta_o = 35.63 \times 10^{-9} mm$$

El decremento de diámetro del buje de bronce al aluminio es ( $\delta_i$ ):

$$\delta_i = \frac{2bP_{Max}}{E_i} \left( \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} + v_i \right) \quad \text{Eq. (4 - 82)}$$

$$\delta_i = 127.01 \times 10^{-9} mm$$

#### 4.2.1.3.5 Interferencia total.

$$\delta_{Tcp} = \delta_o + \delta_i = 1.62 \times 10^{-7} mm \quad \text{Eq. (4 - 83)}$$

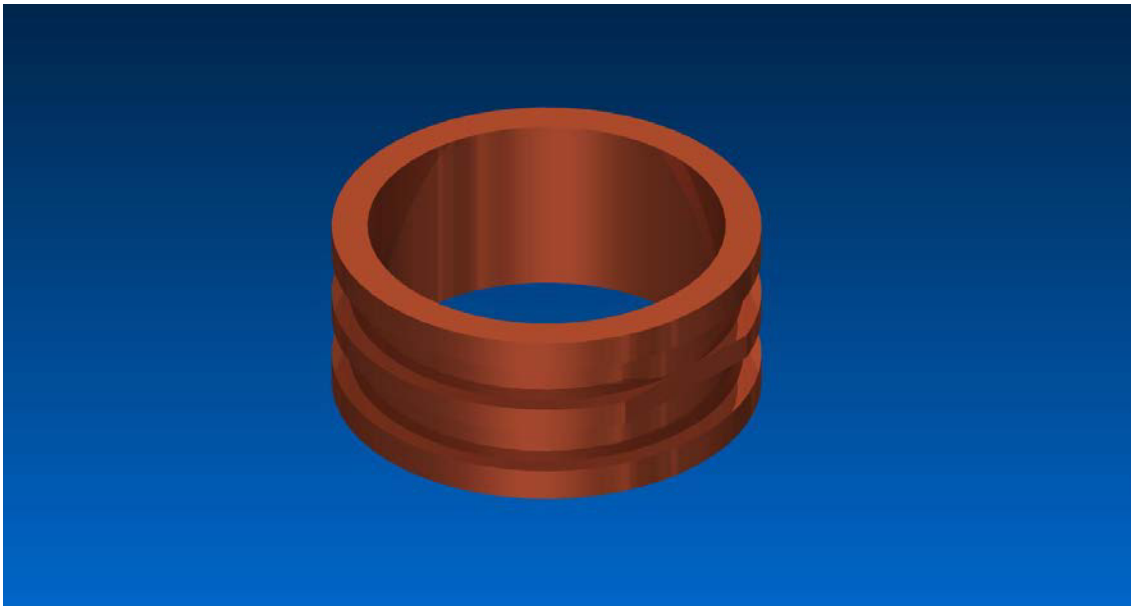


Figura 4.23, Bujes de Biela de Compactación

#### 4.2.1.4 Diseño del buje del pie de biela

Como es la misma fuerza 86KN la que debe soportar se tomó el mismo material seleccionada anteriormente para el buje del pie de biela. Solo se calculara el límite de tamaño entre el diámetro externo del buje con el diámetro interno del pie de biela.

Para tener un ajuste de interferencia **FN2** (ajuste a presión media), para el orificio presente en el pie de biela y el buje de bronce, ambos con 18mm de diámetro interno y externo respectivamente los límites de tolerancia son: (0.0006-0.0019 pulg) para mayor especificación ver plano 11 anexo 3.11.

Para el pasador cilíndrico y el buje se necesita una holgura que permita el semi-giro que realiza el mecanismo y se eligió un ajuste de holgura (**RC3**) aplicando el sistema básico de orificio, donde el tamaño de diseño del orificio es el básico, y el margen se aplica al eje; su tamaño básico es el tamaño mínimo del orificio. El diámetro interno del buje y externo del pasador corresponde a 13.5 mm.

#### 4.3 Bulón o Pasador Cilíndrico y extremo plano del Vástago

El extremo que se unirá al pie de biela será plana de sección cuadrada, para que este se conecte con un bulón y 2 pines de aletas logrando un fácil armado y desmontaje rápido de los elementos.

El esfuerzo que experimenta la biela es de tipo axial ya que empuja y jala sobre el bulón, como se muestra en la Fig. 4.24, se calculará el esfuerzo de corte directo en el pasador, además el esfuerzo a la tensión en el área plana del vástago, la que se considerara como su área mínima.

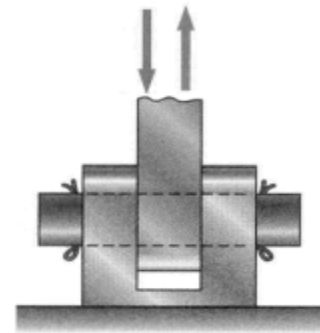


Figura 4.24, Esquema del Bulón

##### 4.3.1 Esfuerzo en el pasador

El material del bulón será acero AISI 1050 laminado en caliente el mismo que el de la biela con una resistencia a la fluencia  $S_y = 579 \text{ Mpa}$ . La fuerza en el bulón será la misma que se asumió para la biela, por lo tanto:

$$F = 86 \text{ KN}$$

El esfuerzo en el pasador es de corte directo, sin embargo, como la biela tira por el centro y este se encuentra sujeto en sus dos extremos, se dice que el esfuerzo es de corte doble como se puede observar en la figura 4.25.

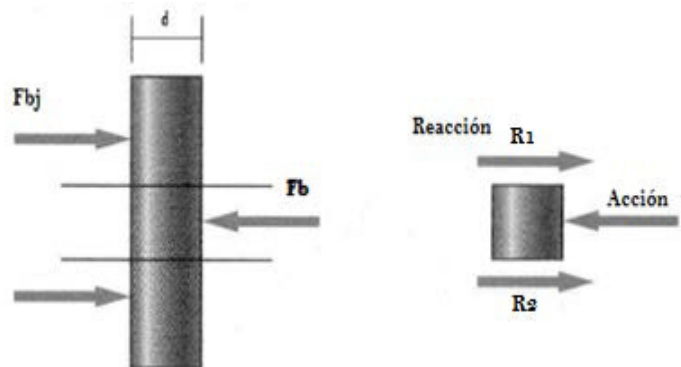


Figura 4.25, Esquema de fuerzas en el Bulón



La fuerza en el bulón ( $F$ ), se divide entre dos por encontrarse en corte doble:

$$\frac{F_c}{2} = \frac{84 \text{ KN}}{2} = 42 \text{ KN} \quad \text{Eq. (4 – 84)}$$

Ahora se despeja el área y teniendo el  $S_y$  y la  $F$  se sustituye para determinar el diámetro mínimo para el pasador:

$$A = \frac{F}{S_y} = 72.5 \text{ mm}^2 \quad \text{Eq. (4 – 85)}$$

Este valor sería el área mínima entonces la multiplicamos por un factor de seguridad de 2 y obtenemos:

$$A_{bl} = 2A = 145 \text{ mm}^2 \quad \text{Eq. (4 – 86)}$$

Dónde:

$$A_{bl} = \frac{\pi}{4} D^2 \quad \text{Eq. (4 – 87)}$$

Despejando para el diámetro:

$$D_{bl} = \sqrt{\frac{4A_{bl}}{\pi}} = 13.5 \text{ mm} \quad \text{Eq. (4 – 88)}$$

En donde:

$D_{bl}$ : Diámetro de diseño del bulón (mm).

$A_{bl}$ : Área de diseño de la sección transversal del bulón (mm<sup>2</sup>).

Ahora que se tiene el área y el diámetro real a utilizar, se puede calcular el esfuerzo cortante al que estaría sometido el pasador, entonces:

$$\tau = \frac{F}{A_{bl}} = 289.65 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 – 89)}$$

Este esfuerzo de corte es menor que la resistencia del material por lo tanto el bulón resistirá.

#### 4.4 Horquilla de unión de bulón y vástago.

Para calcular esta área de la horquilla se considerará el diámetro del agujero donde entrará el pasador ya que el ancho no debe quedar muy reducido para que este no falle.



El material a utilizar será acero estructural AISI 1020 laminado en caliente, presenta una resistencia de fluencia a la tensión:  $S_y = 207 \text{ Mpa}$ . Se partirá de una barra sólida cuadrada hasta llegar a la forma descrita en el plano 13 anexo 3.13. Por medio del proceso de fresado.

La fuerza en la horquilla será la misma que se asumió para el bulón, por lo tanto:

$$F_b = R_1 + R_2 \quad \text{Eq. (4 – 90)}$$

En este caso el esfuerzo presente también se considera de corte directo y de corte doble por las dos reacciones ( $R_1$  y  $R_2$ ) que se crean en el bulón como se pudo observar en la figura 4.25. Estas dos reacciones se transmiten a la horquilla por ello la importancia de calcular el esfuerzo que presentará este elemento en el área plana de la misma ( $A_{plan(hc)}$ )

Entonces se asume para el área los siguientes valores para la horquilla de compactación:

$$W = 35 \text{ mm}$$

$$h = 40 \text{ mm}$$

$$t = 10 \text{ mm}$$

En donde:

$W$ : Ancho.  
 $h$ : Alto.  
 $t$ : espesor.

Por tanto se calculará el esfuerzo en el área plana donde estará el pasador o buje tomado en cuenta el diámetro.

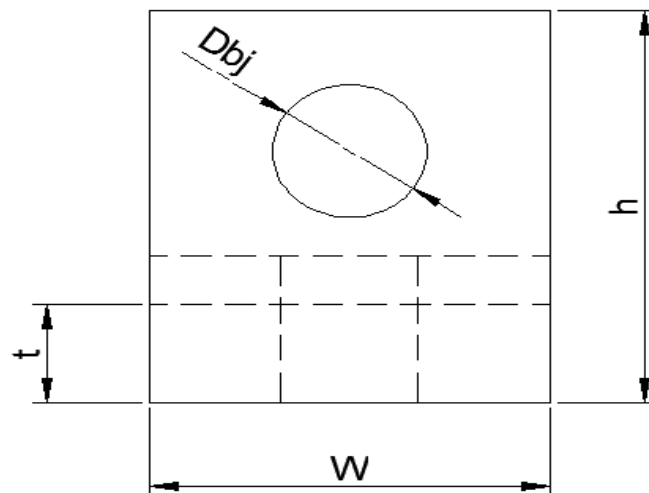


Figura 4.26, Área plana de la horquilla (perfil)





$$A_{plan(c)} = t \times (w - Dbj) = 215 \text{ mm}^2 \quad \text{Eq. (4 - 91)}$$

Ahora para el esfuerzo de tensión:

$$\tau_{horq(c)} = \frac{R1}{A_{plan1}} = 195.34 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 - 92)}$$

Como el esfuerzo calculado es menor en un factor de 1.05 que el del material, concluimos que la horquilla resistirá. Cabe señalar que este elemento ira soldado al vástago ya que posee una espera en la parte inferior de la misma, para mayor detalle ver el plano 13.

#### 4.4.1 Cálculo de la unión por soldadura para la horquilla y el vástago

Para la unión soldada se utilizaran electrodos **E-7018 de 1/8"**, por su propiedad para soldar aceros de bajo y medio carbón. Para este tipo de electrodo se tiene:

$$S_{ut} = 70,000 \text{ psi} = 483 \text{ MPa}$$

Se selecciona el tamaño del cordón según el espesor de la pieza a unir (Ver tabla en anexos) para una placa de espesor de 10 mm, se tiene:

$$h = 4.76 \text{ mm}$$

$$t = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot h \quad \text{Eq. (4 - 93)}$$

$$t = 3.36 \text{ mm}$$

En donde:

- $h$ : Altura mínima del cordón (mm).
- $t$ : Espesor del cordón (mm).

Entonces para el área transversal del cordón de soldadura que tiene forma triangular:

$$A_c = \frac{t \cdot h}{2} \quad \text{Eq. (4 - 94)}$$

$$A_c \approx 8 \text{ mm}^2$$

Una vez calculada el área se dispone la longitud del cordón. La pieza se soldara en el perímetro del vástago, que correspondería al largo del cordón, por la tanto se utilizará el diámetro (24mm) del vástago.

$$P_{vat} = \pi D \quad \text{Eq. (4 - 95)}$$

$$P_{vat} \approx 72.4 \text{ mm}$$



El esfuerzo que resiste el cordón estará dado por la fuerza de la biela en este caso 86 KN entre el área longitudinal. Por lo tanto:

$$\sigma_y = \frac{F_b}{A_L} \quad \text{Eq. (4 – 96)}$$

Dónde:

$$A_L = h \cdot P_{vat} = 342.72 \text{ mm}^2 \quad \text{Eq. (4 – 97)}$$

Por lo tanto para el esfuerzo:

$$\sigma_y = \frac{F_b}{A_L} = 251 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 – 96)}$$

El esfuerzo al que está sometido el cordón de soldadura es menor, es evidente que la soldadura resiste.

#### 4.4.2 Vástago o baria empujadora

Para el análisis de esfuerzo en este elemento se utiliza el mismo procedimiento utilizado anteriormente para el alma de la biela (diseño de columnas), en este caso se pretende utilizar una sección circular y de aquí obtener la fuerza permisible y la fuerza admisible de trabajo. Como el método fue descrito paso a paso antes en este capítulo, entonces para este elemento solo mostramos los resultados en la tabla 4.2, partiendo de la carga real que debe soportar, longitud y un diámetro iterado que nos diera un área admisible que pueda soportar la carga real.

$$L_{vas} = 132 \text{ mm}$$

$$D_{vas} = 24 \text{ mm}$$

En donde:

$L_{vas}$ : Longitud del Vástago (mm).

$D_{vas}$ : Diámetro del Vástago (mm).



Tabla 4.2. Calculo de Variables desconocidas para Vástago de compactación

Datos		Variables desconocidas	Resultados
Elemento	Vástago	Radio de giro (mm)	6
Tipo de columna	Articula-Articulada	Longitud efectiva	115
Sección transversal	Cilíndrica-Solida	Relación de esbeltez	19.17
Material	Acero LF-1050	Coeficiente de columna	83.97
Factor de diseño	N=3	Tipo de columna	corta
Sy (Mpa)	579	Carga Critica de pandeo (KN)	255.11
E (Gpa)	206	Carga Admisible (KN)	85.04
Factor por tipo de extremos	K=1	Carga real (KN)	84

En la tabla 2 se puede observar que el vástago resistirá la carga real porque la carga admisible es ligeramente mayor, otro parámetro a tener en cuenta es el factor de seguridad que posee el método dándonos una carga critica de pandeo 3 veces mayor a la carga real. Por tanto concluimos que el área estimada de  $452.4 \text{ mm}^2$  resistirá la operación.

Otros detalles importantes que hay que mencionar son: En la parte superior del vástago será soldada la horquilla y en su parte inferior llevara un roscado que permita unirse con el punzón.

#### 4.4.2.1 Carga de sujeción de la unión atornillada (vástago-punzón)

La rosca estará sometida directamente a la carga de compresión 84 kN (fuerza de compactación) entonces podemos decir que: Carga de sujeción  $\geq$  carga de compactación

Las características del material del vástago fueron descritas en la tabla 4.2, Para el esfuerzo de prueba se tomaron los valores de la tabla de anexo 2.8, (Grados métricos de acero para perno) para poder estimar el esfuerzo de prueba del Acero AISI 1050 laminado en caliente, se interpolo y se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 4.3. Interpolación de Sp y Sy para el acero AISI 1050 del Vástago de compactación

Grado del Perno	Tamaño del Perno	Resistencia de Fluencia Sy (MPa)	Resistencia de Prueba Sp (MPa)
5.8	M5-M24	415	380
Acero 1050	Diámetro 24 (mm)	579	527.56
8.8	M17-M36	660	600



Teniendo la resistencia de prueba y la carga procedemos a calcular el área min, tomando en cuenta que se aplica el 75% a la resistencia de prueba nos queda 395.64 MPa que debe ser la resistencia máxima o esfuerzo máximo al que esté sometida la rosca.

$$A_L = \frac{F_c}{S_p} = \frac{84KN}{395.64MPa} = 212mm^2 \quad \text{Eq. (4 – 98)}$$

El área más próxima de esfuerzo de tensión de  $A_{real} = 245 mm^2$ , rosca diámetro M20, con paso 2.5 mm. Ver anexo 2.10 (dimensiones de roscas métricas).

Otro parámetro que hay que tomar en cuenta en la rosca, es la longitud necesaria de atornillado para desarrollar al menos la resistencia del perno, cuando la resistencia del perno y tuerca son del mismo material, viene dada por la siguiente ecuación:

$$L_{e(c)} = \frac{4A_{real}}{\pi PD_{nom}} = \frac{4 * 215mm^2}{\pi * 20mm} = 13.68 mm \quad \text{Eq. (4 – 99)}$$

Tomamos  $L_{e(c)} \approx 15 mm$

En donde:

$L_{e(c)}$ : Longitud necesaria de atornillado para compactación  
 $A_{real}$ : Área real seleccionada de esfuerzo de tensión de la rosca.

$PD_{nom}$ : Diámetro de paso nominal de la rosca.

En este caso el perno lo representa la rosca del vástago y la tuerca lo representa el agujero roscado en el centro el punzón.

#### 4.5 Punzón

El punzón se seleccionó de acero **AISI 1050** laminado en caliente con una alto de 30 mm y un diámetro de 70 mm, es una decisión de diseño en base a las pruebas de fabricación de briquetas realizadas en el laboratorio de Materiales de la facultad de Ingeniería Civil, ya que se trabajó con un punzón que poseía las características antes mencionadas y el material ni la geometría se vio afectada.



## 4.6 Elementos de sacado.

Los elementos de sacado corresponden a un recalcu de otra biela, buje, vástago, juntas Pernadas, horquilla y punzón. Para ello se utilizara el mismo método descrito para los elementos de compactación, la fuerza de aplicación para estos elementos es de **10KN**. Para cada uno de estos elementos recalculados se presentara una tabla con los resultados ya que el método y las formulas fueron descritas anteriormente en este capítulo.

### 4.6.1 Diseño de la biela de sacado

$$F_s = 10 \text{ KN}$$

$$L_{bs} = 142 \text{ mm}$$

$$H_{bs} = 16 \text{ mm}$$

$$B_{bs} = 10 \text{ mm}$$

$$A_{bs} = 160 \text{ mm}^2$$

**Tabla 4.4. Calculo de Variables desconocidas para Biela de sacado**

Datos		Variables desconocidas	Resultados
Elemento	Biela de sacado	Radio de giro (mm)	2.89
Tipo de columna	Articula-Articulada	Longitud efectiva (mm)	142
Sección transversal	Rectangular-Solida	Relación de esbeltez	49.19
Material	Acero LC-1045	Coeficiente de columna	114.75
Factor de diseño	N=3	Tipo de columna	corta
Sy (Mpa)	310	Carga Critica de pandeo (KN)	45.04
E (Gpa)	206	Carga Admisible (KN)	15.01
Factor por tipo de extremos	K=1	Carga real (KN)	10

Al efectuar los cálculos anteriores mostrados en la tabla 4.4, da como resultado otra columna corta que tiene una carga critica de pandeo  **$P_{er} = 45.04 \text{ KN}$** , y una carga admisible de  **$P_a = 15.01 \text{ KN}$** , la carga real a la que estará sometida el alma de la biela es de 10KN, entonces se tiene 33.37 % menor que la carga admisible y un factor de seguridad de 4.5 respecto a la carga real, por tanto consideramos que soportará.



#### 4.6.2 Bancadas de biela de sacado

Las bancadas se obtendrán de igual forma que para la biela de compactación se muestran las especificaciones en el plano 16 anexo 3.16. El material a utilizar será 1045 laminado en caliente.

#### 4.6.3 Buje del biela de sacado

Material de bancada de biela es Acero AISI 1045, material del buje es Bronce al aluminio (Especial para cojinetes de superficie plana).

Se muestran algunas características en la tabla 4.5 de cálculo. Se definió que el diámetro nominal exterior del buje sea de 50 mm mientras que las bancadas tienen un diámetro interno de 50 mm, en este conjunto de piezas se selecciona un ajuste de interferencia FN2. Ver plano 17, anexo 3.17.

Los límites de interferencia seria de 0.0027 a 0.008 in (68 y 20 $\mu$ m).

**Tabla 4.5. Calculo de Variables desconocidas para el buje de sacado**

Datos de entrada	
Radio int. del elemento int. (mm) a	20
Radio ext. del elemento ex (mm) b	25
Radio ext. Del elemento ext. (mm) c	35
Interferencia total (mm)	0.0685
Módulo de elasticidad del elemento ext. (Gpa)	206
Módulo de elasticidad del elemento int (Gpa)	117.2
Relación de Poisson del elemento ext.	0.27
Relación del Poisson del elemento int	0.27
Variables desconocidas	
Presión en la superficie de contacto MPa	47.95
Esfuerzo de tensión en el elemento ext. ( $\sigma_{sc}$ ) MPa	160.63
Esfuerzo de tensión en el elemento int ( $\sigma_{ic}$ ) MPa	-231.59
Incremento en el diámetro del elemento ext. ( $\Delta d_{sc}$ )	389.72x10 <sup>-9</sup> mm
Decremento en el diámetro del elemento interno ( $\Delta d_{ic}$ )	987.63x10 <sup>-9</sup> mm
Interferencia total ( $\Delta d_{Tsc}$ )	1.37x10 <sup>-7</sup> mm



#### 4.6.4 Buje del pie de biela de sacado

Ya que la fuerza será la misma que actúa en los elementos de sacado 10 KN, se calculara el límite de tamaño entre el diámetro externo del buje con el diámetro interno del pie de biela ambos con 10 mm respectivamente.

El ajuste de interferencia seleccionado es **FN2**, de la tabla de anexo 2.7 tomamos los valores de interferencia: 0.0004; 0.0014 in (10; 35  $\mu\text{m}$ ) se aplicara el sistema básico de orificio.

Ahora bien se necesita un ajuste de holgura entre el buje y bulón; los diámetros correspondientes son 7mm para cada uno, se seleccionó un ajuste de holgura **RC2** de deslizamiento.

#### 4.6.5 Bulón o pasador de sacado

El material acero **AISI 1045** laminado en caliente con una resistencia a la fluencia  $S_y = 310 \text{ Mpa}$ .

$$R_3 + R_4 = F_S \quad \text{Eq. (4 - 100)}$$

$$R_3 = R_4 = 5 \text{ KN} \quad \text{Eq. (4 - 101)}$$

El área del pasador será:

$$A_{blsn} = \frac{R_3}{S_y} = 16.12 \text{ mm}^2 \quad \text{Eq. (4 - 102)}$$

Factor de seguridad 2 para el área

$$A_{bls} = 2A_{blsn} = 32.25 \text{ mm}^2 \quad \text{Eq. (4 - 103)}$$

Diámetro del bulón

$$D_{bls} = \sqrt{\frac{4A_{bls}}{\pi}} = 6.4 \text{ mm} \quad \text{Eq. (4 - 104)}$$

$$D_{bls} \approx 7 \text{ mm}$$

En donde:

$R_3$ y $R_4$ :	Reacciones en el bulón de sacado (KN).
$A_{blsn}$ :	Área de sección transversal necesaria en el bulón ( $\text{mm}^2$ ).
$A_{bls}$ :	Área de sección transversal en el bulón ( $\text{mm}^2$ ).
$A_{blsa}$ :	Área de sección transversal ajustada en el bulón ( $\text{mm}^2$ ).
$D_{bls}$ :	Diámetro del bulón de saque (mm).



Para mayor comodidad se tomara **7 mm** de diámetro del bulón que da un área de sección transversal ajustada  $A_{blsa}$  **38 mm<sup>2</sup>**, ahora que se tiene el área y el diámetro real a utilizar, se puede calcular el esfuerzo cortante al que estaría sometido el pasador de sacado.

Entonces:

$$\tau = \frac{R_2}{A_{blsa}} = 131.57 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 – 105)}$$

Este esfuerzo de corte es menor que la resistencia del material por lo tanto el bulón resistirá.

#### 4.6.6 Horquilla en la aplicación de sacado

El material a utilizar será acero estructural AISI 1020 laminado en caliente, se obtendrá de igual forma que para la horquilla de compactación ver plano 18, anexo 3.18.

$$S_y = 207 \text{ Mpa.}$$

La fuerza en la horquilla será la misma que se asumió para el bulón de sacado, por lo tanto:

$$R_3 = R_4 = 5 \text{ KN}$$

Entonces se asume para el área los siguientes valores:

$$W_s = 22 \text{ mm}$$

$$h_s = 22 \text{ mm}$$

$$t_s = 5 \text{ mm}$$

En donde:

- $W_s$ : Ancho horquilla de sacado.
- $h_s$ : Alto horquilla de sacado.
- $t_s$ : espesor horquilla de sacado.
- $D_{bjs}$ : Diámetro del buje de sacado

Esfuerzo en el área plana sacado:

$$A_{plan(s)} = t \times (w - D_{bjs}) = 75 \text{ mm}^2 \quad \text{Eq. (4 – 106)}$$





Ahora para el esfuerzo de tensión:

$$\tau_{horq(s)} = \frac{R1}{A_{Plan(s)}} = 66.67 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 – 107)}$$

Como el esfuerzo cortante calculado y presente en la horquilla es menor, concluimos que la horquilla resistirá. Cabe señalar que este elemento ira soldado al vástago de sacado como se muestra en el plano 18.

#### 4.6.7 Vástago de sacado

Calculo en detalle:

$$F_s = 10 \text{ KN}$$

$$D = 12 \text{ mm}$$

**Tabla 4.6. Calculo de Variables desconocidas para el Vástago de sacado**

Datos		Variables desconocidas	Resultados
Elemento	Vástago de sacado	Radio de giro (mm)	3
Tipo de columna	Articula-Articulada	Longitud efectiva (mm)	115
Sección transversal	Cilíndrico-Solida	Relación de esbeltez	38.33
Material	Acero LC-1045	Coficiente de columna	114.75
Factor de diseño	N=3	Tipo de columna	corta
Sy (Mpa)	310	Carga Critica de pandeo (KN)	33.10
E (Gpa)	206	Carga Admisible (KN)	11.03
Factor por tipo de extremos	K=1	Carga real (KN)	10

Como podemos observar en la tabla 4.6, el vástago con las características antes descritas puede resistir la fuerza de 10 KN necesaria para el sacado de la briqueta en los moldes.

#### 4.6.8 Rosca y Carga de Sujeción del Vástago

Calculo en detalle:

Carga de sujeción  $\geq$  carga de sacado

Carga de sujeción 10 KN necesaria.

Tabla 4.7. Interpolación de  $S_p$  y  $S_y$  para el acero AISI 1045 del Vástago de sacado

Grado del perno	Tamaño del perno	Resistencia de fluencia $S_y$ (MPa)	Resistencia de prueba $S_p$ (MPa)
4.6	M5-M36	240	225
Acero 1045 LC	Diámetro 12 (mm)	310	284.5
4.8	M17-M36	340	310

Calculo del área mínima teniendo la resistencia de prueba y aplicado el 75% para obtener la resistencia máxima (**213.37MPa**) que pudiera soportar la rosca para que no falle.

$$A_{min} = \frac{F_s}{\sigma_{prb}} = 46 \text{ mm}^2 \quad \text{Eq. (4 – 108)}$$

En donde:

$A_{min}$ : Área mínima ( $\text{mm}^2$ ).  
 $\sigma_{prb}$ : Esfuerzo permisible (MPa).

Se elige la rosca de diámetro 10 mm, paso 1.5 mm, área ( $A_a$ ) de  $58 \text{ mm}^2$  para obtener mayor seguridad.

Recalculo del esfuerzo real con la nueva área seleccionada

$$\sigma_{real} = \frac{F_s}{A_a} = \frac{10 \text{ KN}}{58 \text{ mm}^2} = 171.41 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 – 109)}$$

Se nota que el esfuerzo real es menor por tanto concluimos que la rosca resiste.

#### 4.6.8.1 Longitud de atornillado

Como el perno y la tuerca serán del mismo material la longitud viene dada por la siguiente ecuación:

$$L_e = \frac{4A_a}{\pi D_p} \quad \text{Eq. (4 – 110)}$$

$$L_e = 7.38 \text{ mm} \quad \text{Tomamos } L_e \approx 10 \text{ mm}$$

En donde:

$L_e$ : Longitud de atornillado (mm).  
 $A_a$ : Área real seleccionada de esfuerzo de tensión de la rosca ( $\text{mm}^2$ ).  
 $D_p$ : Diámetro de paso nominal (mm).



#### **4.6.9 Punzón de Sacado**

El punzón se seleccionó de acero 1045 laminado en caliente con un alto de 15 mm y un diámetro de 70 mm.

#### **4.7 Diseño de Engranajes Cónicos**

Una de los requisitos primordiales para el diseño de los engranajes es la relación de transmisión, que por la naturaleza de la sincronización de los mecanismos esta debe tener el valor de la unidad. Por tal razón hay más flexibilidad en la selección del tamaño y módulo de dichas ruedas.

Otro de los requisitos de diseño es la inclinación entre ejes, que en este caso tenemos un ángulo recto. Otra característica que se debe cumplir es el posicionamiento de los mismos, para que no interfieran en el ensamble y la rigidez de los demás componentes

##### **4.7.1 Selección del Diámetro Primitivo**

El ensamble de estos dispositivos transmisores de torsión, deben dar espacio para la colocación de los cojinetes en los ejes y sus respectivos soportes con su debida fijación.

La mayor complicación será la ubicación del engranaje cónico en el eje del accionador del revolver puesto que este llevará un eje sólido fijo interno y concéntricamente un eje exterior rotor hueco, los cuales llevan apoyos entre sí con su respectivo cojinete.

Por tal motivo se escoge un diámetro primitivo de 90mm para dejar así un espacio de 45mm desde el centro del eje del engranaje del cigüeñal y la posición axial del diámetro primitivo en la dirección del eje del accionador.

De esos 45mm tenemos que sustraer el radio del eje del cigüeñal que serían unos 20mm, el espesor del cojinete de agujas que es de 7.5mm y por último el ancho de cara del mismo engranaje que son unos 9.8mm aproximadamente (ver plano 21, anexo 3.21), dando como resultado una holgura de 7.7mm, con lo cual es lo único que se cuenta para sujetar el cojinete de agujas.

Es complejo crear un soporte de cojinete con sólo 7.7mm de espesor y garantizar buena firmeza, se decide que el engranaje tenga un diámetro interno en el cubo de 50mm. De esta manera se puede fabricar un soporte de cojinete que se introduzca parcialmente en el agujero y garantizar así mejor firmeza (ver plano 26).



#### 4.7.2 Evaluación de los engranajes mediante el método de AGMA.

El par de engranajes debe soportar lo siguiente:

$$n = 15 \text{ RPM}$$

$$T = 10 \text{ Nm}$$

$$P = 15.71 \text{ W}$$

Se escoge el acero AISI 1045 estirado en frio y se prescinde de tratamiento térmico.

Las características del material son las siguientes:

$$S_{ut} = 630 \text{ MPa}$$

$$E = 207 \text{ GPa}$$

$$S_y = 530 \text{ MPa}$$

$$HB = 179$$

$$\nu = 0.292$$

En donde:

$S_{ut}$ : Resistencia última a la tensión (MPa).

$S_y$ : Resistencia a la fluencia (MPa).

$E$ : Módulo de elasticidad (GPa)

$\nu$ : Relación de Poisson.

$HB$ : Dureza Brinell.

Las características geométricas del engranaje son las siguientes:

$$D_p = 90 \text{ mm}$$

$$\phi = 20^\circ$$

$$m = 2 \text{ mm}$$

$$\gamma = 45^\circ$$

$$Z = 45$$

$$\Gamma = 45^\circ$$

$$b = 12 \text{ mm}$$

En donde:

$D_p$ : Diámetro Primitivo (mm).

$m$ : Módulo (mm).

$Z$ : Número de dientes.

$b$ : Ancho de cara (mm).



- $\phi$ : Ángulo de presión (Grados).  
 $\gamma$ : Ángulo de paso del piñón (Grados).  
 $\Gamma$ : Ángulo de paso de la corona (Grados).

Ya conociendo todos los datos tanto geométricos como del material, procedemos entonces a la evaluación de las decisiones anteriormente tomadas. Para este proceso nos avocaremos a las ecuaciones de diseño de engranajes cónicos de AGMA para ruedas de construcción métrica.

Las ecuaciones de AGMA presentan dos factores de seguridad uno que protege al desgaste y otro que nos protege de la flexión que produce la transmisión de torsión a través de los dientes.

#### 4.7.2.1 Evaluación de esfuerzo de flexión mediante las ecuaciones de AGMA.

Para el análisis de resistencia a la flexión es necesario conocer el esfuerzo de flexión al que estará sometido cada diente, de lo cual:

$$\sigma_F = \frac{W^t}{b} \cdot \frac{K_A \cdot K_v}{m_{et}} \cdot \frac{Y_X \cdot K_{H\beta}}{Y_\beta \cdot Y_J} \quad \text{Eq. (4 – 111)}$$

En donde:

- $\sigma_F$ : Esfuerzo de Flexión (mm).  
 $W^t$ : Fuerza Tangencial (N).  
 $b$ : Ancho de cara (mm).  
 $K_A$ : Factor de sobrecarga.  
 $K_v$ : Factor dinámico.  
 $m_{et}$ : Módulo transversal exterior (mm).  
 $Y_X$ : Factor de tamaño para la resistencia a la fatiga.  
 $K_{H\beta}$ : Factor de distribución de carga.  
 $Y_\beta$ : Factor de Curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión.  
 $Y_J$ : Factor de geometría de resistencia a la flexión.

La fuerza tangencial se calcula de la siguiente manera:

$$W^t = 2T / D_p = 222.22 \text{ N} \quad \text{Eq. (4 – 112)}$$

El factor de sobrecarga  $K_A$  está dado por la siguiente tabla 4.8.

Tabla 4.8. Factor de sobrecarga  $K_A$ 

Máquina Impulsada			
Fuente de Potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto Pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Imp ligero	1.25	1.50	2.00
Imp Medio	1.50	1.75	2.25

Se considera como una máquina con una fuente de potencia de impacto ligero impulsando un impacto moderado, por lo cual:

$$K_A = 1.5$$

El factor dinámico  $K_v$  depende de:

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200 \cdot v_{et}}}{A} \right)^B \quad \text{Eq. (4 - 113)}$$

En donde:

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad \text{Eq. (4 - 114)}$$

$$B = 0.25 (12 - Q_v)^{2/3} \quad \text{Eq. (4 - 115)}$$

(3 <  $Q_v$  < 7) Engranajes de calidad comercial.

(8 <  $Q_v$  < 12) Engranajes con calidad de precisión.

$$v_{et} = 5.236 (10^{-5}) d_1 \cdot n_1 \quad \text{Eq. (4 - 116)}$$

$$d_1 = d = 90mm$$

$$n_1 = n = 15RPM$$

Entonces:

$$A = 59.773$$

$$B = 0.825$$

$$Q_v = 6$$



$$v_{et} = 0.0707 \text{ m/s}$$

Finalmente:

$$K_v = 1.052$$

El módulo transversal exterior  $m_{et}$  es igual a:

$$m_{et} = m = 2 \text{ mm} \quad \text{Eq. (4 – 117)}$$

Para encontrar el factor de tamaño para la resistencia a la fatiga  $Y_X$  tenemos:

$$Y_X = 0.5 \quad \text{si } m_{et} < 1.6 \text{ mm} \quad \text{Eq. (4 – 118)}$$

$$Y_X = 0.4867 + 0.008339 m_{et} \quad \text{si } 1.6 \text{ mm} \leq m_{et} \leq 50 \text{ mm} \quad \text{Eq. (4 – 119)}$$

$$Y_X = 0.503$$

El factor de distribución de carga  $K_{H\beta}$  está dado por:

$$K_{H\beta} = K_{mb} + 5.6(10^{-6})b^2 \quad \text{Eq. (4 – 120)}$$

En donde:

$$K_{mb} = 1 \quad \text{Si ambos miembros están montados separados.}$$

$$K_{mb} = 1.10 \quad \text{Si un miembro está montado separado.}$$

$$K_{mb} = 1.25 \quad \text{Si ningún miembro está montado separado.}$$

De lo cual:

$$K_{mb} = 1$$

Finalmente:

$$K_{H\beta} = 1.001$$

Para el factor de Curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión  $Y_\beta$ , es siempre igual a la unidad para engranajes cónicos rectos.

$$Y_\beta = 1$$

El factor de geometría de resistencia a la flexión  $Y_J$  se obtiene mediante la figura en el anexo 2.11.



$$Y_J = 0.380$$

Finalmente con la obtención de todos los factores que influyen en el comportamiento del esfuerzo a la flexión que soportará tenemos que:

$$\sigma_F = \frac{W^t}{b} \cdot \frac{K_A \cdot K_v}{m_{et}} \cdot \frac{Y_X \cdot K_{H\beta}}{Y_\beta \cdot Y_J} \quad \text{Eq. (4 – 111)}$$

$$\sigma_F = 19.364 \text{ MPa}$$

Para concluir la evaluación de los engranajes a la flexión, es preciso obtener el esfuerzo de flexión permisible de AGMA. De lo cual tenemos:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_{NT}}{S_F \cdot K_\theta \cdot Y_Z} \quad \text{Eq. (4 – 121)}$$

En donde:

- $\sigma_{FP}$ : Esfuerzo de flexión permisible (MPa).
- $\sigma_{F \text{ lim}}$ : Números de esfuerzos de flexión permisible (MPa).
- $Y_{NT}$ : Factor de ciclos para esfuerzos de flexión.
- $S_F$ : Factor de seguridad a la flexión.
- $K_\theta$ : Factor de temperatura.
- $Y_Z$ : Factor de fiabilidad para el esfuerzo de flexión.

Según AGMA los números de esfuerzos de flexión permisible  $\sigma_{F \text{ lim}}$  serán:

$$\sigma_{F \text{ lim}} = 0.30HB + 14.48 \text{ MPa} \quad \text{Para grado 1} \quad \text{Eq. (4 – 122)}$$

$$\sigma_{F \text{ lim}} = 53.78 \text{ MPa}$$

El factor de ciclos para esfuerzos de flexión  $Y_{NT}$  se deriva de:

$$Y_{NT} = 1.6381 n_L^{-0.0323} \quad 10^6 \leq n_L \leq 10^{10} \quad \text{Eq. (4 – 123)}$$

Suponiendo un número de ciclos  $n_L$  de  $10^8$ , tenemos:

$$Y_{NT} = 0.928$$

Por motivos de cálculo, se pretende obtener el valor real del esfuerzo de flexión permisible, por lo cual se obvia este valor.

Para efectos de cálculo se supondrá que sea igual a la unidad.





$$S_F = 1$$

El factor de temperatura  $K_\theta$  se determina mediante:

$$K_\theta = 1 \quad \text{sí} \quad 0^\circ\text{C} \leq \theta \leq 120^\circ\text{C} \quad \text{Eq. (4 – 124)}$$

$$K_\theta = (273 + \theta)/393 \quad \text{sí} \quad \theta > 120^\circ\text{C} \quad \text{Eq. (4 – 125)}$$

$$K_\theta = 1$$

Los datos estadísticos sobre la falla de un componente es algo que siempre se debe tomar en cuenta por lo cual el factor de fiabilidad para el esfuerzo de flexión  $Y_Z$  viene dado por la siguiente tabla:

**Tabla 4.9. Factor de Fiabilidad de esfuerzo Flexión  $Y_Z$**

Requerimientos		$Y_Z$
Menos de una falla en	10000	1.50
Menos de una falla en	1000	1.25
Menos de una falla en	100	1.00
Menos de una falla en	10	0.85
Menos de una falla en	2	0.70

$$Y_Z = 0.85$$

Finalmente el esfuerzo de flexión permisible estipulado por el método de AGMA para estas ruedas dentadas son:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_{NT}}{S_F \cdot K_\theta \cdot Y_Z} \quad \text{Eq. (4 – 121)}$$

$$\sigma_{FP} = 58.74 \text{ MPa}$$

Finalmente la evaluación del par de engranajes sometidos a flexión viene dada por:

$$S_F = \sigma_{FP} / \sigma_F \quad \text{Eq. (4 – 126)}$$

$$S_F = 3.033$$

De tal modo que nuestro par de engranajes no sufrirá falla por parte del esfuerzo de flexión que se pueda sufrir en la base de los dientes.



#### 4.7.2.2 Evaluación de esfuerzo de Contacto mediante las ecuaciones de AGMA.

El esfuerzo de contacto es producto del gran número de veces que un diente del engranaje es sometido a esfuerzos , provocando así un desgaste por fatiga que puede eventualmente producir una picadura y posteriormente un fallo en toda la transmisión de potencia.

El esfuerzo de contacto soportado por un engranaje en las condiciones de diseño, viene dada por:

$$\sigma_H = Z_E \left( \frac{W^t}{b \cdot d \cdot Z_1} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot Z_X \cdot Z_{XC} \right)^{1/2} \quad \text{Eq. (4 – 127)}$$

En donde:

- $\sigma_H$ : Esfuerzo de Flexión (mm).
- $Z_E$ : Coeficiente elástico ( $\text{MPa}^{1/2}$ )
- $W^t$ : Fuerza Tangencial (N).
- $K_A$ : Factor de sobrecarga.
- $K_v$ : Factor dinámico.
- $K_{H\beta}$ : Factor de distribución de carga.
- $b$ : Ancho de cara (mm).
- $d$ : Diámetro de paso (mm).
- $Z_X$ : Factor de tamaño de resistencia a la picadura.
- $Z_{XC}$ : Factor de coronamiento de resistencia a la picadura.
- $Z_1$ : Factor geométrico de resistencia a la picadura.

El coeficiente elástico  $Z_E$  nos muestra numéricamente como afecta la naturaleza de los materiales en sobrellevar los esfuerzos, esto depende de:

$$Z_E = \left[ \pi \left( \frac{1 - \nu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right) \right]^{-1/2} \quad \text{Eq. (4 – 128)}$$

En donde:

- $E_P$ : Módulo de elasticidad del piñón (207 MPa).
- $E_G$ : Módulo de elasticidad del engrane (207 MPa).
- $\nu_P$ : Relación de Poisson del piñón (0.292).
- $\nu_P$ : Relación de Poisson del engrane (0.292).



Finalmente:

$$Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{1/2}$$

El factor de tamaño de resistencia a la picadura  $Z_X$  depende de las siguientes condiciones:

$$Z_X = 0.5 \quad \text{sí } b < 12.7 \text{ mm} \quad \text{Eq. (4 – 129)}$$

$$Z_X = 0.00492 b + 0.4375 \quad \text{sí } 12.7 \text{ mm} \leq b \leq 114.3 \text{ mm} \quad \text{Eq. (4 – 130)}$$

$$Z_X = 1 \quad \text{sí } b < 114.3 \text{ mm}$$

De lo cual:

$$Z_X = 0.5$$

El factor de coronamiento de resistencia a la picadura  $Z_{XC}$  depende de:

$$Z_{XC} = 1.5 \quad \text{Dientes coronados apropiadamente.}$$

$$Z_{XC} = 2.0 \quad \text{Dientes más grandes no coronados.}$$

De lo cual especificamos que:

$$Z_{XC} = 1.5$$

El factor geométrico de resistencia a la picadura  $Z_1$  viene dado por:

$$Z_1 = \frac{\cos \phi \cdot \sin \phi}{2m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} \quad \text{Eq. (4 – 131)}$$

En donde:

- $\phi$ : Ángulo de presión (20°)
- $m_G$ : Relación de distribución de carga.
- $m_N$ : Relación de engranaje.

Entonces:

$$Z_1 = 0.080$$

Finalmente el esfuerzo de contacto es:

$$\sigma_H = Z_E \left( \frac{W^t}{b \cdot d \cdot Z_1} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot Z_X \cdot Z_{XC} \right)^{1/2} = 331.440 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 – 127)}$$



Igualmente necesitamos conocer el esfuerzo permisible de contacto de los engranajes en las condiciones de uso propuestas, de tal modo tenemos que:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_W}{S_H \cdot K_\theta \cdot Z_Z} \quad \text{Eq. (4 – 132)}$$

En donde:

- $\sigma_{HP}$ : Esfuerzo de contacto permisible (MPa).
- $\sigma_{H \lim}$ : Números de esfuerzos de contacto permisible (MPa).
- $Z_{NT}$ : Factor de ciclos para esfuerzos de resistencia a la picadura.
- $Z_W$ : Factor de relación de dureza.
- $S_H$ : Factor de seguridad al desgaste.
- $K_\theta$ : Factor de temperatura.
- $Z_Z$ : Factor de fiabilidad para el esfuerzo a la picadura.

Los números de esfuerzos de contacto permisible según AGMA son:

$$\sigma_{H \lim} = 2.35 HB + 162.89 MPa \quad \text{Para grado 1.} \quad \text{Eq. (4 – 133)}$$

$$\sigma_{H \lim} = 470.74 MPa$$

El factor de ciclos para esfuerzos de resistencia a la picadura  $Z_{NT}$  dependerá de:

$$Z_{NT} = 2 \quad \text{sí } 10^3 < n_L < 10^4 \quad \text{Eq. (4 – 134)}$$

$$Z_{NT} = 3.4822 n_L^{-0.0602} \quad \text{sí } 10^4 < n_L < 10^{10} \quad \text{Eq. (4 – 135)}$$

Anteriormente fijamos un número de ciclos  $n_L$  igual a  $10^8$ , por lo que:

$$Z_{NT} = 1.149$$

La dureza entre materiales también posee una gran influencia en la vida útil de los engranajes, para representarla tenemos el factor de relación de dureza  $Z_W$ , que viene dado por:

$$Z_W = 1 + B_1(z_1/z_2 - 1) \quad \text{Eq. (4 – 136)}$$

En donde:

$$B_1 = 0.00898 (HB_1/HB_2) - 0.00829 \quad \text{Eq. (4 – 137)}$$

- $HB_1$ : Dureza Brinell del piñón.
- $HB_2$ : Dureza Brinell del engranaje.
- $z_1$ : Número de dientes del piñón.
- $z_2$ : Número de dientes del engranaje



Finalmente se obtiene:

$$Z_W = 1.000$$

De igual manera, por motivos de cálculo, se pretende obtener el valor real del esfuerzo de contacto permisible, por lo cual se obvia este valor. Para efectos de cálculo se supondrá que sea igual a la unidad.

$$S_H = 1$$

El factor de fiabilidad  $Z_Z$  se obtiene de la siguiente tabla:

**Tabla 4.10. Factor de fiabilidad  $Z_Z$**

Requerimientos		$Z_Z$
Menos de una falla en	10000	1.22
Menos de una falla en	1000	1.12
Menos de una falla en	100	1.00
Menos de una falla en	10	0.92
Menos de una falla en	2	0.84

$$Z_Z = 0.92$$

En definitiva el esfuerzo permisible para estos engranajes según los criterios de AGMA, son:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_{NT} \cdot Z_W}{S_H \cdot K_\theta \cdot Z_Z} \quad \text{Eq. (4 – 132)}$$

$$\sigma_{HP} = 587.82 \text{ MPa}$$

Ahora podemos proceder a evaluar el diseño de los engranajes para las condiciones que provoquen picadura en sus condiciones de uso. El factor de seguridad que protege de la picadura es:

$$S_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} \quad \text{Eq. (4 – 138)}$$

$$S_H = 1.774$$

En conclusión, la evaluación del diseño propuesto de los engranajes se muestra de forma satisfactoria tanto en a la fatiga como a la flexión. Muchas de las dimensiones del engranaje se obtienen por la construcción geométrica de las principales dimensiones propuestas para el diseño (Ver Plano 21, anexo 3.21).



#### 4.7.3 Cubo del engranaje

Se mencionó anteriormente que el diámetro interior del cubo del engranaje tendría 50mm, para facilitar el acople de otras piezas. Se decide que el cubo tenga un espesor de 5mm dando como resultado un diámetro externo de 60mm. Por efectos de ensamble se decide arbitrariamente extender el cubo unos 15.5mm más el espesor de la rueda dentada que nos da un total de 21.6mm.

Sin embargo para evitar un ensamble forzado mediante un ajuste de interferencia se decide colocar dos prisioneros de cabeza con cuenco hexagonal con designación M6 x 1 x 8 de norma ANSI B18.3.6M colocados a una distancia de 7mm desde el extremo trasero. Ambos están a una repartidos a 90° uno respecto del otro. A continuación se mostrará los esfuerzos a que estarán sometidos dichos prisioneros.

Los datos de diseño son:

$$T = 10Nm$$

$$D = 50mm$$

$$F = 400N$$

En donde:

$T$ : Momento torsor transmitido por el engranaje (Nm).

$D$ : Diámetro menor del cubo (donde se localiza la fuerza de corte).

$F$ : Fuerza cortante para ambos prisioneros (N).

El prisionero seleccionado presenta las siguientes características geométricas:

$$d = 6mm$$

$$p = 1mm$$

$$A_{dm} = 17.9 mm^2$$

De lo cual el esfuerzo cortante puro será:

$$\tau = F / 2A_{dm} \quad \text{Eq. (4 – 139)}$$

$$\tau = 11.17 MPa$$

En donde:

- $A_{dm}$ : Área del diámetro menor ( $\text{mm}^2$ ).  
 $d$ : Diámetro nominal del prisionero (mm).  
 $p$ : Paso de la rosca (mm).  
 $\tau$ : esfuerzo Cortante Puro (MPa).

De tal modo que los prisioneros no sufrirán un daño por las cargas a las que estará sometido el engranaje, cabe mencionar que este cálculo y descripción es válida para ambas ruedas. De todo lo anterior el engranaje seleccionado luciría de la siguiente manera.

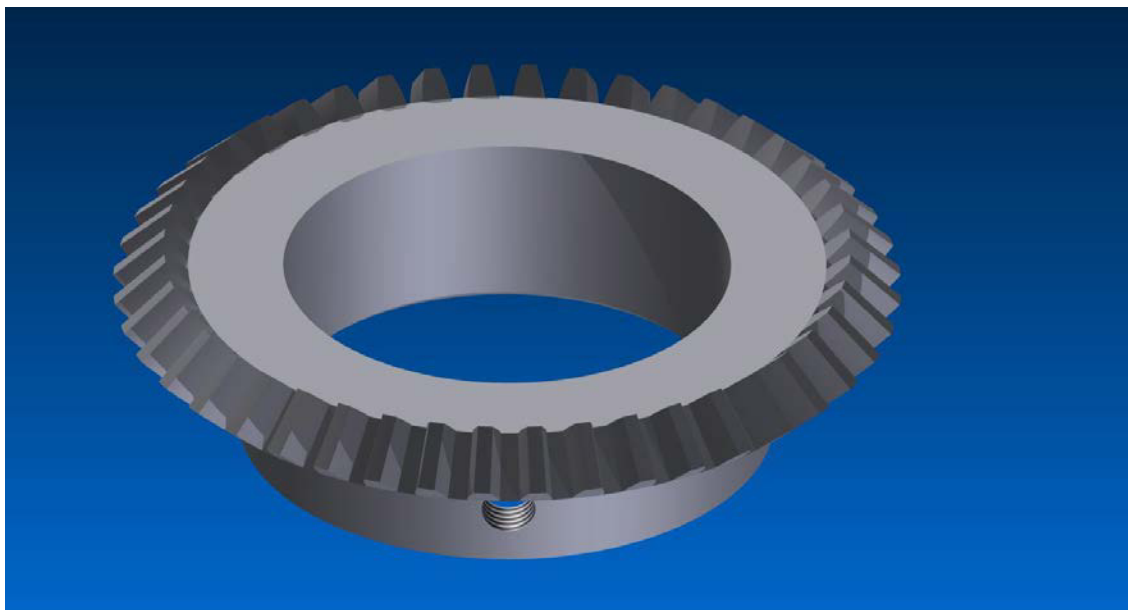


Figura 4.27, Engranaje cónico

## 4.8 Diseño del Revólver

El revólver es simplemente un arreglo polar de cuatro moldes de compactación con la capacidad de rotar de forma sincronizada con el movimiento del punzón. La pieza primordial de este conjunto ensamblado son los moldes.

### 4.8.1 Diseño de Moldes de Compactación

Estas partes son básicamente un cilindro hueco, con la única diferencia de que el espesor de pared de estos debe ser determinado. En capítulos anteriores se definieron las dimensiones interiores (Ver acápite 1.3), las cuales recordaremos.



Los moldes de compactación poseen dos secciones interiores, la primera es una sección cilíndrica de 73mm de diámetro, en la cual se desplazara el punzón, la otra es la cavidad que da forma a la briqueta terminada, que tiene forma de cono truncado con un diámetro menor de 73mm y un mayor de 75mm con una altura de 25mm.

Como ya se posee la conformación interna, procedemos entonces a calcular el espesor de pared mínimo. El lugar más propenso a la falla, suponiendo que la presión se reparta uniformemente, es en el diámetro mayor en la forma de cono truncado, porque es ahí donde el espesor de pared se reduce.

Se propone el uso de acero AISI 1045 laminado en caliente. De la misma forma como se ha venido desarrollando el diseño de forma evaluativa, se propone un diámetro exterior constante a lo largo de todo el molde con una magnitud de 87mm para lograr así un espesor de pared mínimo de 6mm (ver plano 22 en anexo 3.22). Cabe mencionar que para llegar a la decisión, anteriormente se ha probado con diámetros menores, pero sólo presentaremos la estimación de nuestra decisión tomada.

Las características del material son las siguientes:

$$S_{ut} = 570 \text{ MPa}$$

$$E = 207 \text{ GPa}$$

$$S_y = 310 \text{ MPa}$$

$$HB = 163$$

$$\nu = 0.292$$

Para el cálculo de esfuerzo se considera al molde como un tubo sometido a una presión interna. Hay dos métodos para determinar el esfuerzo uno es el de pared delgada y otro es el de pared gruesa. Para decidir cuál método utilizar es necesario conocer la relación espesor-diámetro externo, dicha relación si mayor o igual al 2.5% es recomendable utilizar el método de pared gruesa.

La relación espesor-diámetro es igual a:

$$R_{ed} = e/d_{ext} \quad \text{Eq. (4 – 140)}$$

En donde:

$R_{ed}$ : Relación espesor-diámetro externo.

$e$ : Espesor de pared (mm).

$d_{ext}$ : Diámetro externo (mm).





$$R_{ed} = 6.9\%$$

El método de pared gruesa determina el esfuerzo máximo de la siguiente manera:

$$\sigma = P_D \cdot \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \quad \text{Eq. (4 - 141)}$$

En donde:

- $\sigma$ : Esfuerzo máximo (MPa).
- $P_D$ : Presión de compactación de diseño (MPa).
- $b$ : Radio externo del tubo (mm).
- $a$ : Radio interno del tubo (mm).

Entonces:

$$\sigma = 136 \text{ MPa}$$

Ahora se presenta la simulación FEA de esta pieza:

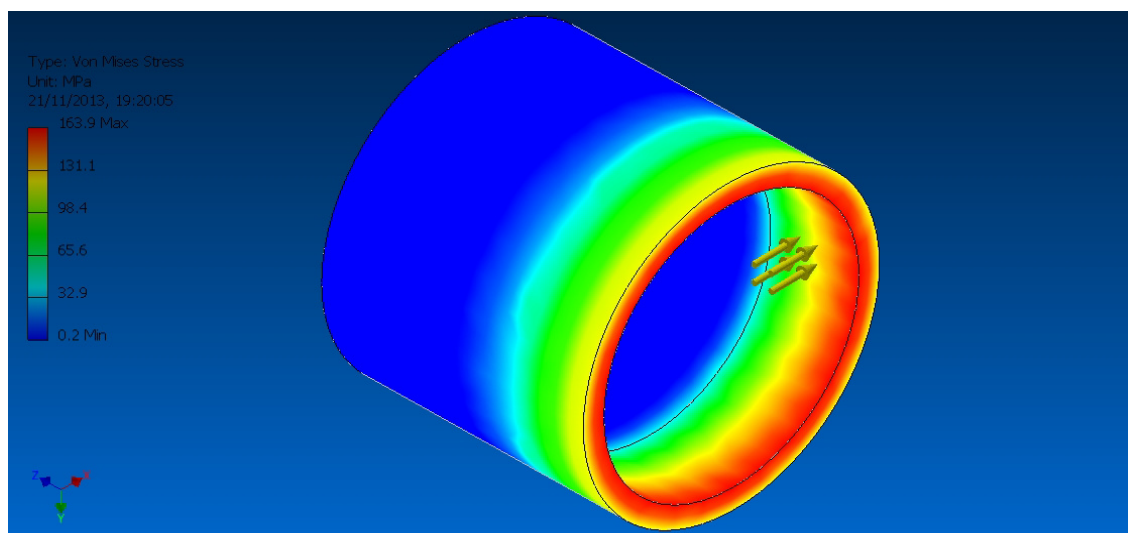


Figura 4.28. Simulación de esfuerzo en molde

La simulación de análisis de elemento finito nos demuestra que la zona más propensa a la falla es el diámetro mayor del cono truncado con esfuerzo máximo de hasta 163.9 MPa. Se decide utilizar el valor obtenido de la simulación por ser un esfuerzo puro donde su obtención no depende de factores de modificación.

Obviamente el molde será utilizado un sinnúmero de veces por lo cual es una pieza que amerita un análisis de esfuerzos fluctuantes, por tanto.



$$\sigma_{max} = 163.9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = 0$$

Las componentes alternantes y medias del esfuerzo fluctuante serían:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \sigma_a = 81.95 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 - 142)}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \sigma_m = 81.95 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 - 143)}$$

Procedemos entonces a determinar los valores de resistencia:

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad \text{Eq. (4 - 39)}$$

$$k_a = 0.87 \quad k_c = 0.85 \quad k_e = 0.90$$

$$k_b = 0.74 \quad k_d = 1.02 \quad k_f = 0.90$$

$$S_e = 129 \text{ MPa}$$

La evaluación según el criterio de Goodman:

$$n = 1.28$$

Según ASME-elíptica, tenemos.

$$n = 1.54$$

La forma final del molde es muy sencilla a cómo podemos ver:

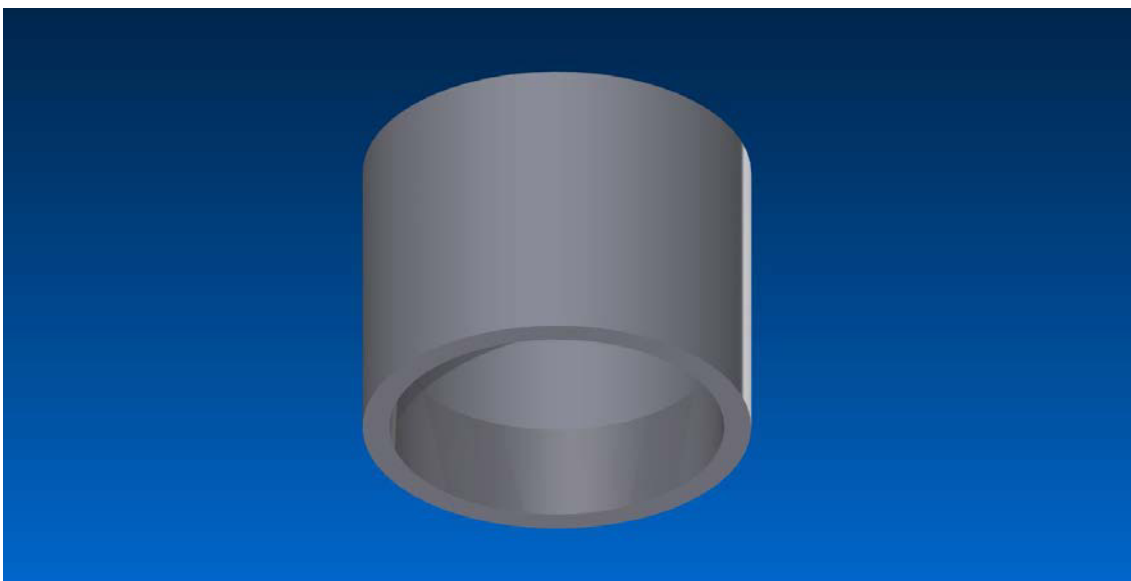


Figura 4.29. Molde Diseñado

#### 4.8.2 Diseño del Eje Rotor

Las decisiones tomadas para el diseño de este componente son básicamente para ajustar el ensamble, cabe mencionar que el único propósito de esta parte es proporcionar el soporte a los cojinetes y garantizar el giro debidamente ajustado de las demás piezas.

Se propone usar un acero AISI 1020 estirado en frio. Las principales dimensiones son la altura que se decide dejar en 68mm con diámetro exterior de también de 68mm. Se decide ocupar do cojinetes de rodillos cónicos SKF 32006X 4CC (Serie de dimensiones ISO 355) con en diámetro externo de 55mm y un ancho de 17mm, por tanto se decide crear un agujero a ambos lados de 55mm de diámetro con 12.5mm de profundidad y agujero pasante de 48mm.

Si se es observador notará que en el cuenco donde se alojarán los cojinetes tendrá un espeso de pared de 6.5mm y un hombro de tope de 3.5mm (ver plano 23 anexo 3.23). Los esfuerzos soportados por esta pieza pueden radicar en la componente vertical de la reacción formada por la presión de compresión en la parte cónica, generando concentración de esfuerzos sólo en los hombros de alojamiento del cojinete y en la pared donde van soldados los soportes de los cojinetes.

A continuación se presenta la simulación en FEA:

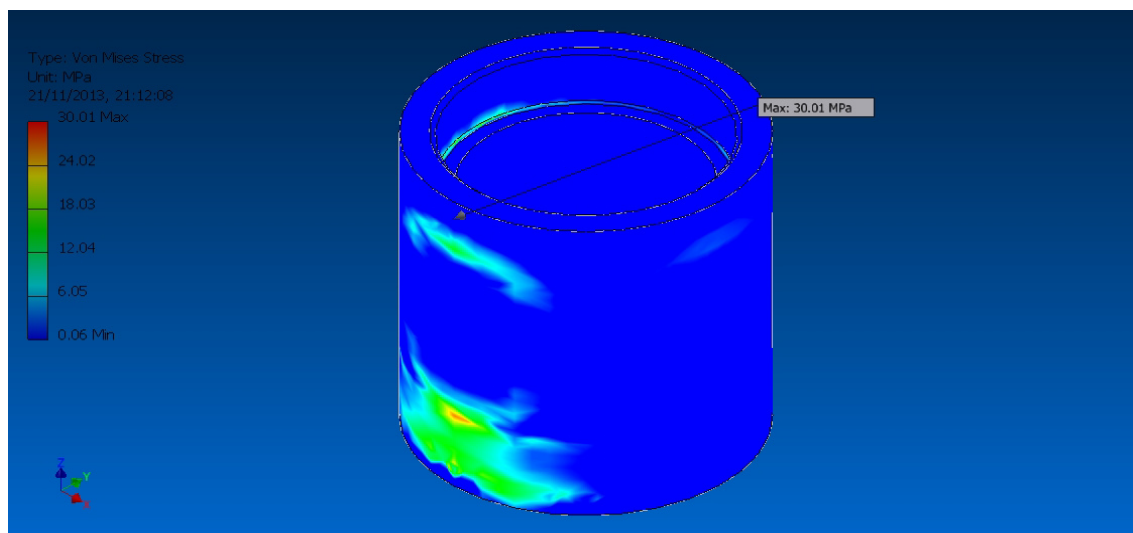


Figura 4.30, Simulación de Esfuerzo en el Eje Rotor

Como se puede apreciar no está expuesto a grandes esfuerzos y según la simulación soportará un esfuerzo máximo de 30.01MPa.

#### 4.8.3 Diseño de las Entalladuras de la Cruz de Malta

Del capítulo anterior se maneja que el radio de la entalladura es de 152mm con una longitud en la ranura de 89mm. Se propone que las cuatro entalladuras sean hechas de una misma pieza la cual esté soldada al eje rotor del revólver para garantizar así su centrado y la distribución angular equitativa de las ranuras (ver plano 24).

Una decisión de diseño es que las caras opuestas a la ranura de la entalladura sean soldadas a la parte exterior de los moldes, proporcionando así un soporte en el movimiento giratorio y no flexione la geometría de la entalladura. Se propone que sea hecha a partir de una chapa de acero estructural con un espesor de 3/8in.

Dicha pieza terminada según el diseño se verá:



Figura 4.31, Entalladuras de la Cruz de Malta

#### 4.8.4 Diseño de Soportes de Moldes

Son simplemente estructuras de forma cualquiera que conformen un ensamble rígido de los moldes. Se decide emplear tubos de acero estructural de una pulgada de diámetro nominal de cedula cuarenta con una longitud de 22.5mm, que es la distancia que deben de tener el molde y el eje rotor respecto de sus diámetros exteriores. Se sugiere dejar una construcción en forma de boca de pez para garantizar una cobertura favorable de la soldadura.

Las piezas se idealizan de la siguiente manera:

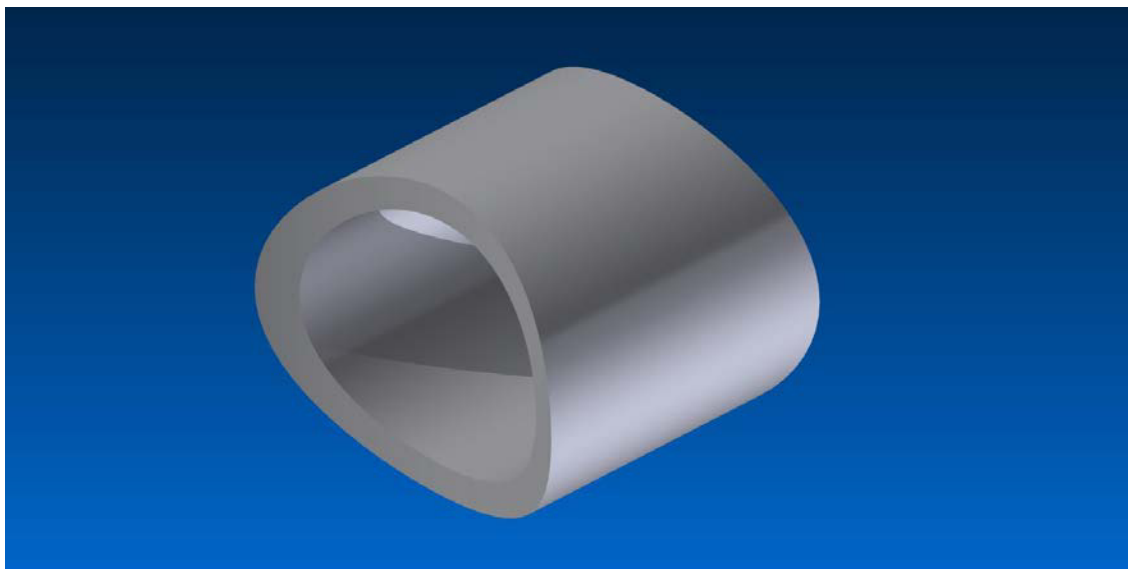


Figura 4.32. Soporte de los Moldes

#### 4.8.5 Diseño de la Placa Antiderrame.

Se describió anteriormente que la tolva contenedora de materia prima estará fija dejando caer el material por medio de gravedad en los moldes. Para eliminar algún otro dispositivo se ideó que al momento de que gire el revolver el espacio vacío entre molde sea tapado con una placa Antiderrame.

La placa Antiderrame es solo un disco hecho a base de una lámina de acero de 1/16in con un diámetro de 320mm, esta debe tener un agujero concéntrico al eje de rotación, se estima que sea de 80mm. Obviamente también debe poseer agujeros concéntricos con las cavidades de los cuatro moldes o sea unos 87mm.

Su forma sencilla según el diseño será como se muestra en la figura 4.33.

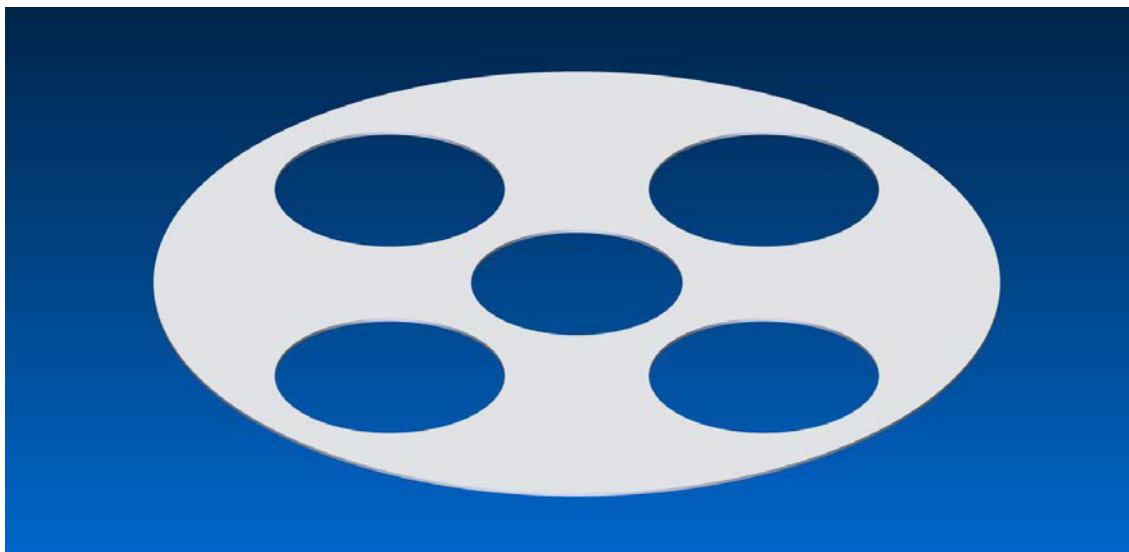


Figura 4.33. Placa Antiderrame

#### 4.8.6 Juntas soldadas.

Todo el conjunto del revólver estará ensamblado mediante soldadura. Se propone usa soldadura de arco eléctrico convencional con electrodo E6011 de alta penetración, se sugieren cordones en biseles de 6mm. El conjunto soldado quedaría de la siguiente forma (Se omite la placa Antiderrame para apreciar mejor todas las juntas soldadas).

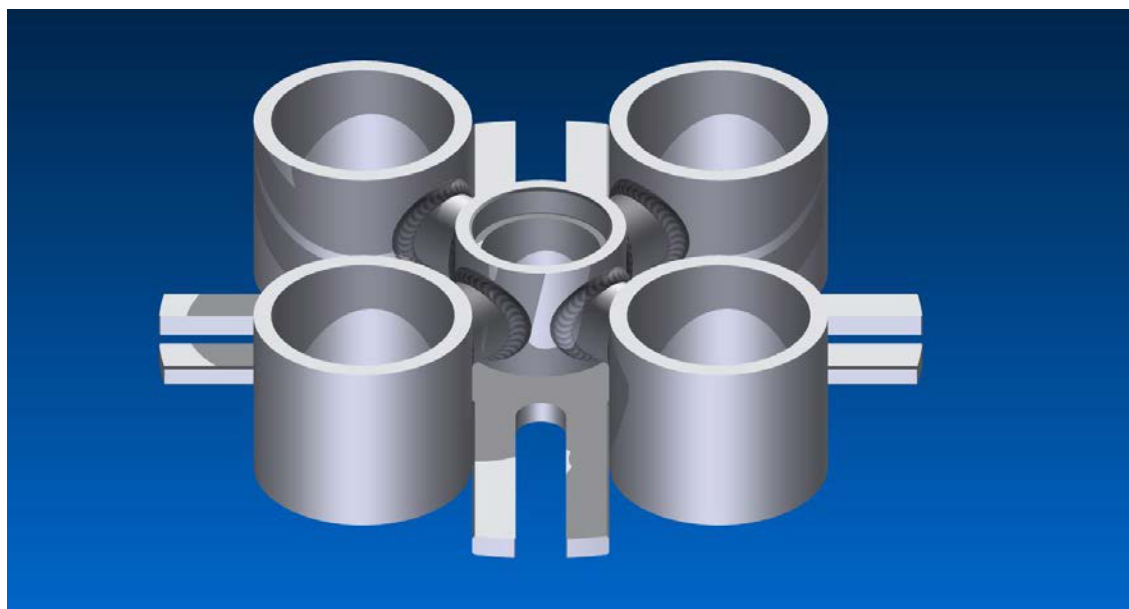


Figura 4.34. Soldaduras en el Revólver



## 4.9 Eje Accionador del Revolver

De igual manera que el revólver, este es un conjunto ensamblado que consta de partes giratorias externas acopladas a un eje fijo interno. El eje fijo sirve como apoyo al eje del engranaje conductor, mientras la parte móvil es regida por el engranaje conducido. En la parte externa es donde esta empotrado el brazo accionador del mecanismo de cruz de malta.

### 4.9.1 Diseño del eje fijo del accionador

Esta pieza tiene como misión servir como uno de los tres soportes para el cigüeñal, las cargas que este soportará sólo serán ejercidas por la fuerza de saque, que supondrá un esfuerzo de tensión y la componente axial al cigüeñal de la fuerza tangencial del engranaje conductor que generará un esfuerzo de flexión.

Se decide arbitrariamente usar un acero AISI 1045 estirado en frío y constructivamente se propone que en sus extremos posea roscas de sujeción, en donde se acoplará el soporte de cojinete de rodillos de agujas y al otro extremo la estructura del bastidor.

Estas roscas se seleccionan de diámetro M16, porque anteriormente calculamos que son capaces de resistir una fuerza de apriete de hasta 50KN con un pernos de grado 12.9 que tienen una resistencia última a la tensión  $S_{ut}$  de 1220 MPa. El acero propuesto se asemeja al material de pernos de grado 5.8 con un  $S_{ut}$  de 530 MPa, que es una reducción de resistencia del 58% entonces para lograr un factor de seguridad estático similar al calculado con los pernos anteriormente seleccionados ( $n = 1.39$ ), se reduce la carga de 50KN a 20KN (una reducción del 60%), sabiendo que la fuerza de tensión en este punto es de 0.47KN, siendo necesario un torque de apriete de sólo 48Nm.

En la parte superior la longitud de rosca que acoplará al soporte de cojinete estará determinada por el espesor de dicho soporte (ver plano 28) (11mm), inmediatamente se selecciona un escalón de 20mm de diámetro para que la rosca tenga un hombro de tope de por lo menos 2mm, en este escalón se posicionará un cojinete de una hilera de bolas (ver acápite 4.11.3) y se propone una longitud de 17mm. De igual manera para el siguiente escalón se propone un diámetro de 25mm para obtener así un hombro de 2.5mm.

Indistintamente se propone la misma construcción para la parte inferior en el escalón de asiento del cojinete con un diámetro de 20mm, pero con una longitud igual o menor a 15mm que es el espesor del cojinete. Por último se propone un escalón de 16mm de diámetro con una longitud de 28mm en donde se encontrará



un perfil roscado del mismo tamaño (M16) con una longitud roscada de 20mm.

El escalón de 25mm debe compensar la diferencia de altura que hay entre el centro del eje del cigüeñal y la base de él en el ensamble del bastidor. Dicha altura está determinada por la suma de la longitud de manivela de compactación, la longitud de biela de compactación, la longitud de vástago y el espesor de la briqueta, añadiendo 40mm que es la desfase que hay entre ambas superficie de acople, esta desfase es para garantizar el libre movimiento del brazo del accionador por debajo del revólver. La altura total es de 390mm, a esto hay que restar la longitud de los escalones de asiento de los cojinetes (22mm) y la longitud del centro del eje del cigüeñal a la base del soporte (40mm) quedando finalmente de 318mm (ver plano 27). También se propone un corte plano en ambos lados de 2.5mm de profundidad para que sirva de base para la colocación de una llave de 20mm y poder ejercer el torque de apriete.

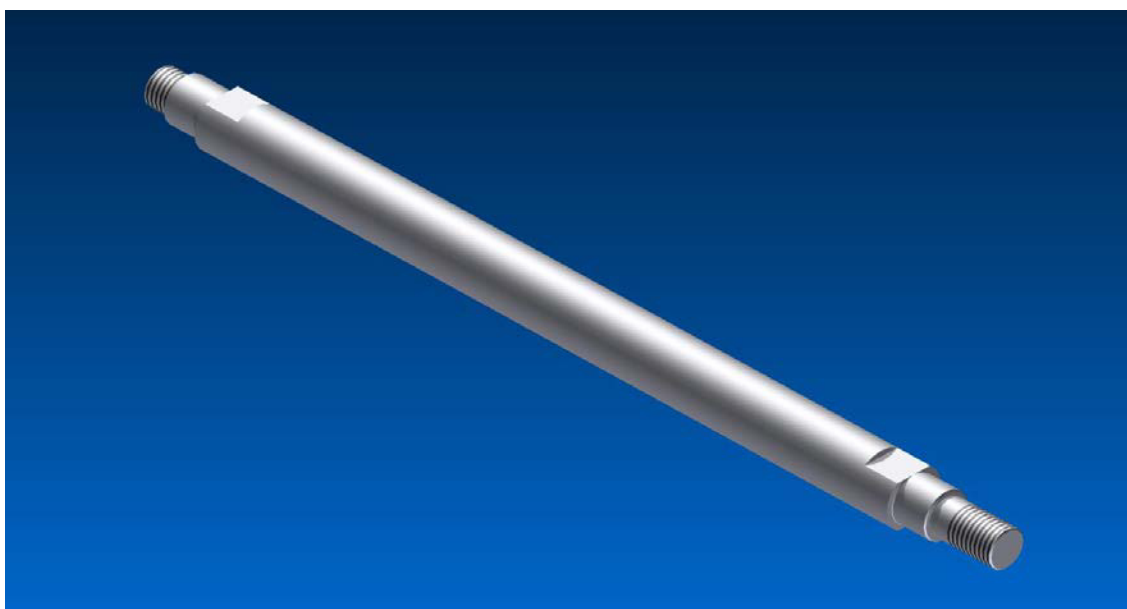


Figura 4.35, Eje Fijo del Accionador

#### 4.9.2 Diseño de del eje rotor del accionador

El eje rotor del accionador no es nada más que un tubo de acero estructural de 2in de diámetro nominal (se decide utilizar de cédula 40) con una altura que depende de la construcción y decisión de diseño de los soportes de este eje.

#### 4.9.3 Diseño de Soporte de Rotor Inferior

Es necesario crear un dispositivo que sea capaz de ensamblar el eje rotor del accionador sobre el cojinete de rodamiento que soportará el peso del mismo. Su





diseño es rustico y sólo se basa en las dimensiones del eje rotor y del cojinete.

El cojinete seleccionado es un cojinete de rodillos cónicos SKF 32004X (ver acápite 3.11.4) el cual tiene un diámetro externo de 42mm, que será el diámetro interno del soporte con una profundidad de 10mm que es 5mm menos que el espesor total del cojinete. Se propone elevar la cara inferior del eje rotor unos 5mm tomando como referencia la cara superior del cojinete, haciendo un escalón de 8mm de longitud con el respectivo diámetro interior del tubo y un hombro de por lo menos de 5mm o más, quedando un diámetro de 64mm (ver plano 26).

#### **4.9.4 Diseño de Soporte de Rotor Superior**

De igual manera nos basamos en el mismo principio de diseño que el anterior soporte. Cabe destacar que es en esta pieza donde se ensamblará el engranaje cónico conducido.

El hombro donde se asentará el rodamiento está en el mismo plano con el hombro de asiento del eje fijo, se sabe que de ahí hay una distancia de 57mm al centro del eje del cigüeñal pero que se necesita de 45mm para llegar a la posición del diámetro primitivo del engranaje, más 15 mm que sobresale el cubo del engranaje después de la ubicación de su diámetro primitivo, dando como resultado que el tope del engranaje esta 3mm por debajo del tope del cojinete y se decide que el cubo del engranaje este ensamblado en un escalón de 18mm de longitud.

Otro factor importante es que en este soporte se encuentran los agujeros donde se fijen los prisioneros de sujeción. Se decide continuar con la misma construcción del soporte superior para ensamblar el eje rotor, con la aclaración de que hay un desfase de plano desde la cara de tope del cubo del engranaje, hasta la cara de tope superior del eje rotor de 4mm.

#### **4.9.5 Diseño del brazo Accionador y Seguidor**

Por los cálculos de diseño de mecanismos sabemos el radio de giro del seguidor es de 152mm y se propone usar lamina de acero estructural de 1/4in de espesor por 50mm de ancho esto para garantizar un cordón de soldadura del mismo largo.

Simulando todo el conjunto del accionador con una fuerza de 65.8N aplicada al seguidor para generar un momento torsor de 10Nm. El valor de esfuerzo máximo se localiza en el brazo del accionador con una magnitud de apenas 2.47MPa, lo cual no es capaz de crear zonas de peligro por falla.

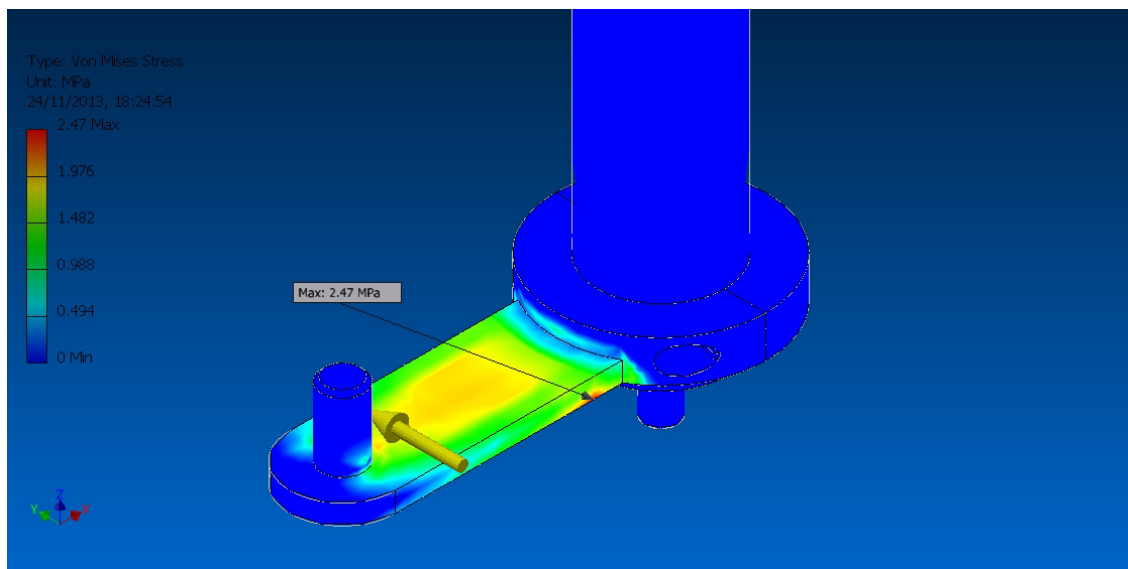


Figura 4.36, Esfuerzos en el Brazo del Accionador

#### 4.9.6 Abrazaderas de sujeción

Simplemente sugerimos dos abrazaderas, una fija y una desmontable que aprietan al eje rotor por medio de dos pernos de sujeción de cabeza con cuenco hexagonal ISO 4762 M6x1x25 de grado 8.8 (ver plano 32).

#### 4.9.7 Pasos de ensamble de todo el conjunto

Es preciso definir el paso de ensamble de todo el conjunto pues este puede resultar confuso o realizarse inapropiadamente.

- 1) Introducir el cojinete de bolas en la parte superior del eje fijo.
- 2) Enroscar el eje fijo al soporte de cojinete de rodillos de agujas con su respectivo apriete.
- 3) Ensamblar el engranaje conducido en el soporte de del eje rotor superior y colocar sus prisioneros.
- 4) Insertar el eje rotor en ambos soportes.
- 5) Encajar por la parte inferior el soporte del eje rotor superior al cojinete de bolas.
- 6) Ajustar el cojinete de rodillos cónico en su lugar.
- 7) Colocar el brazo del accionador y ajustar su posición para que haga correctamente la función de girar el revólver a su tiempo debido.
- 8) Fijar todo el conjunto al bastidor apretando la tuerca y afianzando el soporte de cojinete de agujas.



Figura 4.37, Ensamble del Conjunto del Accionador

#### 4.10 Soportes del Cigüeñal

El cigüeñal estará fijado por tres soportes, uno es el frontal, el otro es el central y el último es el eje del accionador. El soporte central servirá de eje de rotación al revólver

##### 4.10.1 Diseño del Soporte frontal.

Este elemento de maquina estará sometido sólo a esfuerzos de tensión por una fuerza de reacción de 46.16KN y se pretende fabricar como un conjunto soldado.

##### 4.10.1.1 Soporte del Cojinete

Se propone hacer un soporte cilíndrico para el cojinete, el cojinete es un rodamiento de rodillos esféricos SKF 22214E el cual tiene un diámetro externo de 125mm y un ancho de 31mm. Interiormente su construcción tendrá un diámetro de 125mm con una profundidad de 45mm, con un tope de 115mm de diámetro y un espesor de pared de 14mm para mantener el mismo centro que el cojinete y aproximar más el cálculo de fuerzas puntuales.

La pista interna tendrá una ranura de 2mm y un largo de 5mm a 31mm del tope del cojinete, donde estará alojado un aro de retención 125x4 DIN 472 que limitará el movimiento axial del cojinete. Se propone un diámetro exterior de 150mm (Ver plano 34).



#### 4.10.1.2 Placa de soporte principal

Es una placa que complementa la diferencia de altura desde la base en el bastidor hasta pegar con el diámetro externo del soporte del cojinete. Se selecciona una placa de acero estructural con espesor de 3/8in con una altura de 313mm y un nacho de 140mm.

#### 4.10.1.3 Placa de sujeción

Esta placa se encargara de acoplar todo el conjunto al bastidor por medio de cuatro pernos M12x1.75 de cabeza hexagonal. De igual manera se propone el uso de acero estructural y un espesor de 3/8in con un largo de 80mm y un nacho de 140mm.

#### 4.10.1.4 Nervio frontal

No es más que otra placa de 3/8in de espesor colocada céntricamente con forma trapezoidal irregular la cual unirá a la placa de sujeción, a la placa de soporte principal y al soporte del cojinete mediante juntas soldadas.

#### 4.10.1.5 Nervio trasero

Este nervio al igual que el frontal es para aportar rigidez y resistencia sin embargo si se diseña con una forma rectangular esta colisionará con la placa antiderrame del revólver, por tanto se diseña de forma triangular y al igual que la anterior se ensamblará con juntas soldadas.

#### 4.10.1.6 Juntas soldadas

Hay tres sectores importantes de soldadura:

- 1) La junta entre la placa de sujeción con la placa de soporte principal y el nervio frontal, estará sometida a esfuerzos cortantes. Como se ha venido mostrando se presentara la evaluación de decisiones ya tomadas.

Se tiene una longitud de total de 250mm la cual incluye un bisel de 6mm x 6mm con la placa principal y los dos con el nervio (ver figura 4.38). Se propone un electrodo E6011 de alta penetración muy compatible con los aceros estructurales y tiene una resistencia última a la tensión de 60,000psi o 413.68 MPa. El esfuerzo cortante y de tensión será ( $\theta = 45^\circ$ ):

$$\tau = \frac{F}{h \cdot l} (\sin\theta \cdot \cos\theta + \sin^2\theta)$$

$$\tau = 30.78 \text{ KPa}$$

$$\text{Eq. (4 - 144)}$$

$$\sigma = \frac{F}{h.l}(\text{sen}\theta.\cos\theta + \cos^2\theta)$$
 Eq. (4 – 145)

$$\sigma = 30.78 \text{ KPa}$$

- 2) La junta entre la placa de soporte principal y el nervio estará diseñado con un cordón de 30mm cada 40mm con un bisel de 6mm x 6mm, lo cual nos da una longitud total de 160mm por lado, la dirección de acción de la fuerza nos indica que estará sometido a un esfuerzo cortante, el cual será:

$$\tau = \frac{\sqrt{2}F}{h.l}$$
 Eq. (4 – 146)

$$\tau = 32.05 \text{ KPa}$$

- 3) Finalmente la junta entre el soporte del cojinete y la placa principal de soporte será la que tenga que soportar más esfuerzos ya que tiene el mismo bisel de 6mm x 6mm y su longitud es más corta tomando en cuenta que no tiene una forma lineal si no en forma de arco provocando concentraciones de esfuerzo. Para determinar el esfuerzo el conjunto completo fue sometido al análisis de elemento finito:

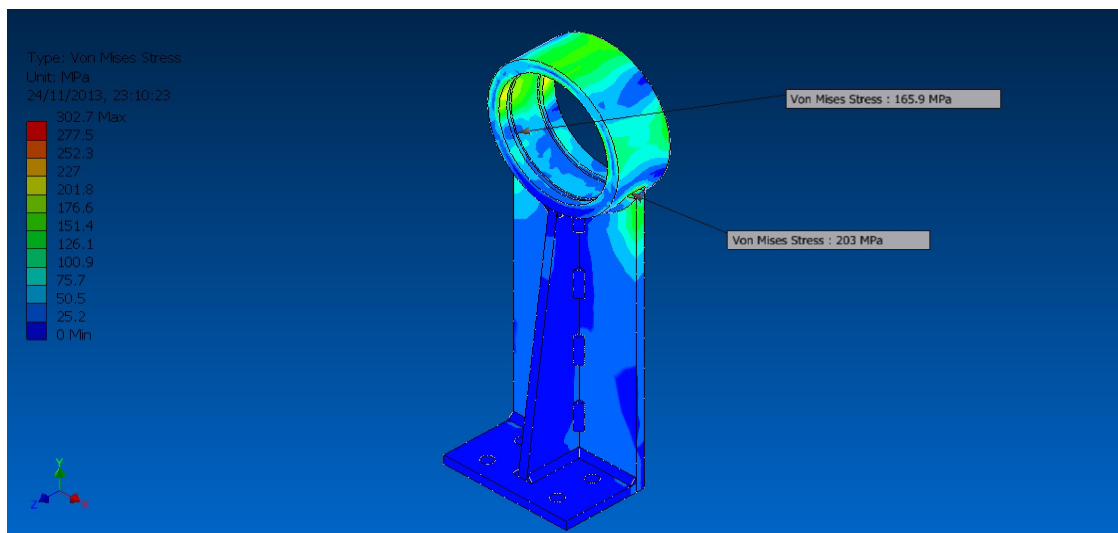


Figura 4.38, Conjunto del Apoyo Frontal

De lo anterior podemos percatarnos que el cordón de soldadura si tiene concentraciones de esfuerzo, las cuales llegaron a alcanzar hasta los 203 MPa. Si es observador se notara que se llega a tener un esfuerzo máximo de hasta 302.7MPa, sin embargo se localiza en la superficie exterior del soporte de cojinete en donde no hay ningún cambio de geometría radical



para generar concentraciones de esfuerzo, por tanto es despreciable.

El factor de seguridad a esfuerzos estáticos es de:

$$n = \frac{S_{ut}}{\sigma} = 2.04 \quad \text{Eq. (4 – 147)}$$

#### 4.10.2 Diseño del Soporte Central.

Este soporte debe soportar una fuerza de reacción de 37.74KN que generará un esfuerzo de tensión en todo el conjunto. Primeramente se diseñará el eje fijo sobre el cual rotará el revólver. El eje fijo debe ser desmontable para garantizar el montaje de los cojinetes de rodamiento (se escogieron cojinetes de rodillos cónicos SKF 32006X). Se propone utilizar juntas no permanentes para soportar el esfuerzo de tensión.

##### 4.10.2.1 Eje fijo del revólver

Es un eje totalmente simétrico en el cual hay dos escalones roscados, dos escalones de asiento para los cojinetes de 30mm de diámetro y una longitud igual o menor a 17mm que es el ancho del cojinete, por último un escalón central mayor de 36mm de diámetro para garantizar un hombro de tope de 3mm para ambos cojinetes.

En los escalones roscados se propone utilizar una rosca métrica de designación M24x3x20 clase 6g.

Propiedades geométricas de la rosca:

$$D_b = 24 \text{ mm}$$

$$D_p = 22.16 \text{ mm}$$

$$P = 3 \text{ mm}$$

$$D_m = 13.54 \text{ mm}$$

$$A_{dm} = 324 \text{ mm}^2$$

$$A_d = 452.39 \text{ mm}^2$$

$$A_T = 353 \text{ mm}^2$$

Propiedades mecánicas:

$$S_p = 380 \text{ MPa}$$

$$S_y = 420 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 520 \text{ MPa}$$

$$S_e = 80.92 \text{ MPa}$$

$$G = 5.8$$

Para una junta con 4 mm de longitud sin roscar y 16 mm roscada.



Se sostiene que todas las piezas de la junta son de acero, por tanto el módulo de elasticidad **E** de 207 GPa, el mismo para todos.

$$l = l_T + l_d$$

$$l = 20 \text{ mm}$$

$$K_b = \frac{A_d \cdot A_T \cdot E}{A_d \cdot l_T + A_T \cdot l_d} \quad \text{Eq. (4 – 50)}$$

$$K_b = 4161.08 \text{ MN/m}$$

$$K_m = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E \cdot D_b}{2 \ln \left[ 5 \frac{(0.5774 l + 0.5 D_b)}{(0.5774 l + 2.5 D_b)} \right]} \quad \text{Eq. (4 – 51)}$$

$$K_m = 9708.85 \text{ MN/m}$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad \text{Eq. (4 – 52)}$$

$$C = 0.300$$

Para un análisis estático asumiendo una fuerza externa **Fe** de 60 KN, tenemos:

$$F_b = P + C \cdot F_e \quad F_b = 109.78 \text{ KN} \quad \text{Eq. (4 – 53)}$$

$$F_m = P - C \cdot F_e \quad F_m = 10.22 \text{ KN} \quad \text{Eq. (4 – 54)}$$

$$\sigma = \frac{F_b}{A_T} \quad \sigma = 311 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 – 55)}$$

Nuestro factor de seguridad estático será de:

$$n = \sigma / S_p \quad \text{Eq. (4 – 56)}$$

$$n = 1.22$$

Suponiendo que la junta tenga que soportar una fuerza fluctuante con una fuerza externa **P** de 50KN tenemos:

$$F_p = \frac{S_p}{A_T} = 134.14 \text{ KN} \quad \text{Eq. (4 – 57)}$$

$$F_i = 0.75 F_p = 100.61 \text{ KN} \quad \text{Eq. (4 – 58)}$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_T} = 285.00 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 – 59)}$$



$$\sigma_a = \frac{C \cdot F_e}{2 A_T} = 21.25 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 - 60)}$$

Según el criterio de falla de Goodman:

$$S_a = \frac{S_e (S_{ut} - \sigma_i)}{S_e + S_{ut}} \quad \text{Eq. (4 - 61)} \quad n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{Eq. (4 - 62)}$$

$$S_a = 31.65 \text{ MPa} \quad n_f = 1.49$$

Según ASME-elíptica:

$$S_a = \frac{S_e}{S_p^2 + S_e^2} \cdot \left( S_p \sqrt{S_p^2 + S_e^2 - \sigma_i^2} - \sigma_i \cdot S_e \right) \quad n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{Eq. (4 - 62)}$$

$$S_a = 47.78 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 - 63)} \quad n_f = 2.25$$

La torsión de apriete es de:

$$T_A = D_b \cdot P \cdot K \quad \text{Eq. (4 - 64)}$$

$$T_A = 48 \text{ Nm}$$

La selección de este diámetro nos conlleva al diseño del siguiente escalón de 30mm, para tener un hombro de 3mm para soportará el apriete. (ver plano 36). Se verá de la siguiente manera:

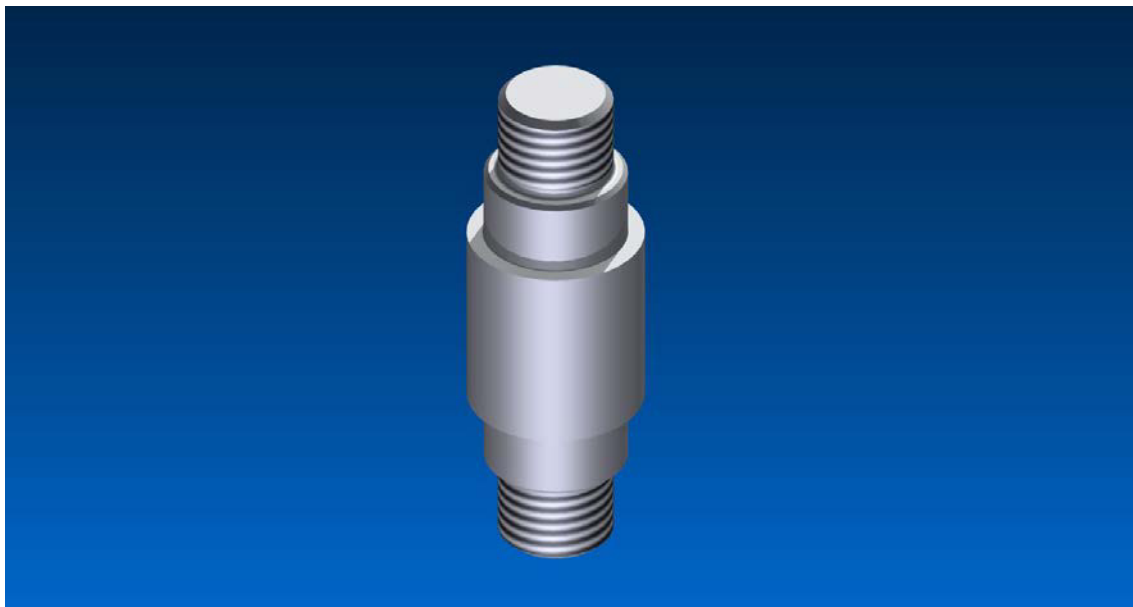


Figura 4.39, Eje fijo del Revólver



#### 4.10.2.2 Soporte del Cojinete

En este caso se utilizará la misma construcción puesto que el cojinete es el mismo para ambos soportes.

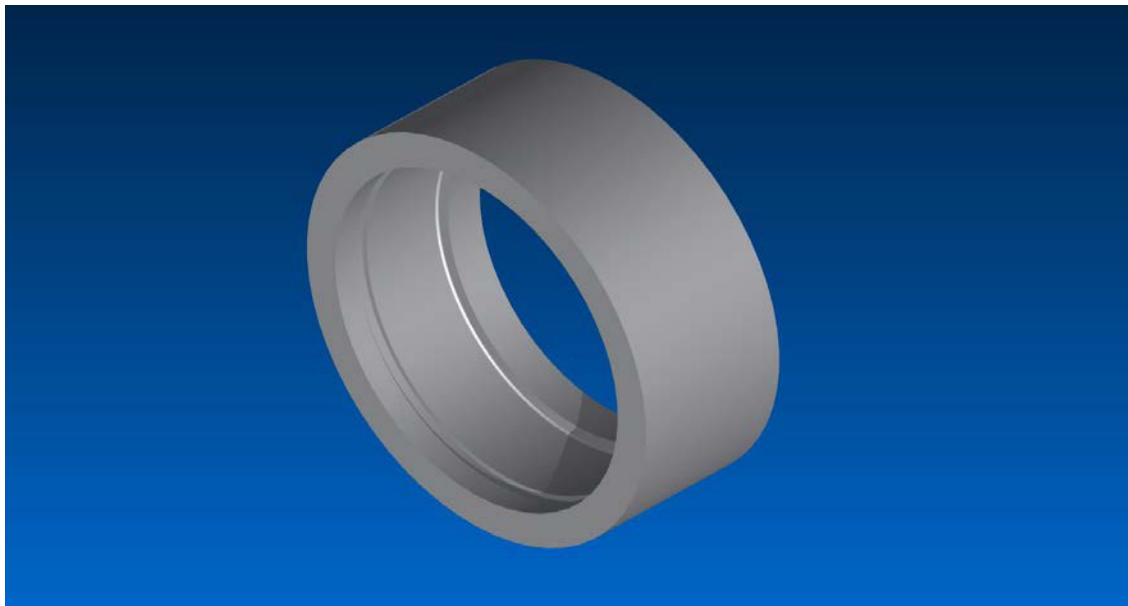


Figura 4.40, Soporte Cilíndrico de los Cojinetes

#### 4.10.2.3 Placa de soporte principal

Al igual que el anterior soporte, es sólo una placa de acero estructural de 3/8in de espesor, la cual se idealiza en forma de té. En la parte superior tendrá un alojamiento para el soporte del cojinete.

#### 4.10.2.4 Nervios

Estarán colocados de tal forma que sirvan como soportes de rigidez entre el soporte del cojinete, la placa de soporte principal y el conector del eje fijo, todas las juntas serán por medio de soldaduras. Se construyen simplemente de placa de acero estructural de 3/8in de espesor que tiene una altura de 150mm y un ancho de 25mm.

#### 4.10.2.5 Conector con de placa de soporte principal y eje fijo

Este es una pieza cuya única responsabilidad es acoplar a la placa de soporte principal y al eje fijo del revólver, obviamente el ensamble con el eje fijo será mediante rosca y la junta con la placa será por medio de uniones permanentes (soldadura).

Su forma constructiva parte de un cilindro de 40mm de diámetro con una altura total de 120mm y un agujero de 25mm de diámetro en un extremo y un agujero roscado M24x3x20 al otro. Se proponen cuatro cortes longitudinales de 3/8in de ancho y 72mm de largo en donde se insertarán la placa de soporte principal y ambos nervios.

#### 4.10.2.6 Juntas soldadas

Las juntas soldadas que están bajo esfuerzo directo son:

- 1) La unión entre la placa de sujeción principal y el conector es por medio de cuatro biseles de 6mm x 6mm y 72mm de largo cada uno, hecho con electrodo E6011.

$$\tau = \frac{\sqrt{2}F}{h.l} \quad \text{Eq. (4 – 146)}$$

$$\tau = 30.89 \text{ KPa}$$

- 2) La unión entre el soporte de cojinete y la placa de soporte principal. Para determinar su esfuerzo se lleva a cabo la simulación FEA, la cual nos otorga:

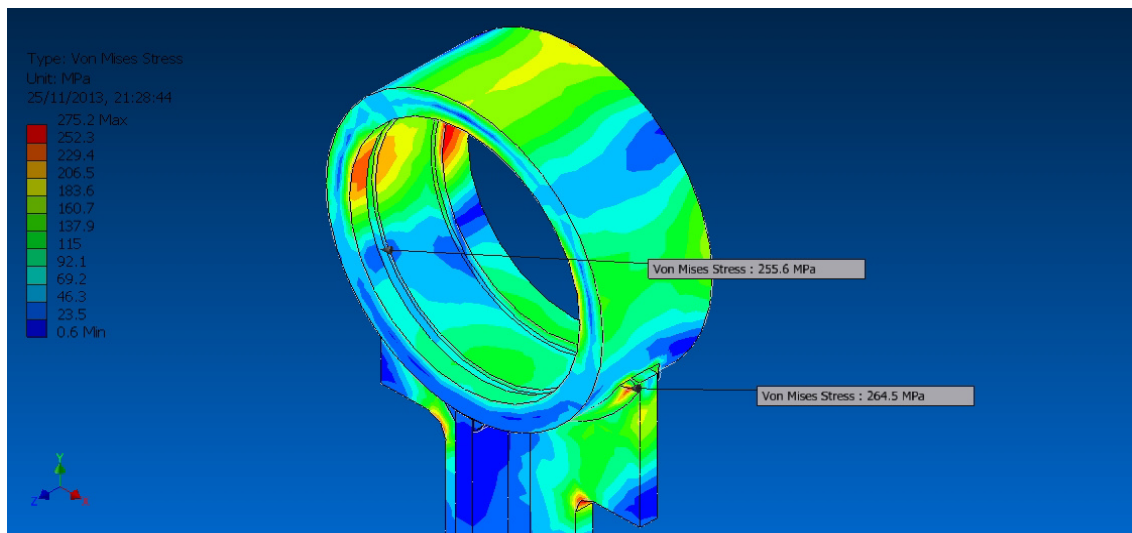


Figura 4.41, Simulación de Esfuerzos en el Soporte Central

El esfuerzo máximo soportado según la simulación de elemento finito será de 264.5MPa cabe mencionar que estos picos de esfuerzos están localizados en secciones donde el cordón termina abruptamente según el modelado 3D, para aliviar dichas concentraciones se recomienda redondear

los bordes para desfocalizar las concentraciones.

Eq. (4 – 147)

$$n = \frac{S_{ut}}{\sigma}$$

$$n = 1.56$$

La construcción terminada del conjunto soldado terminaría así:

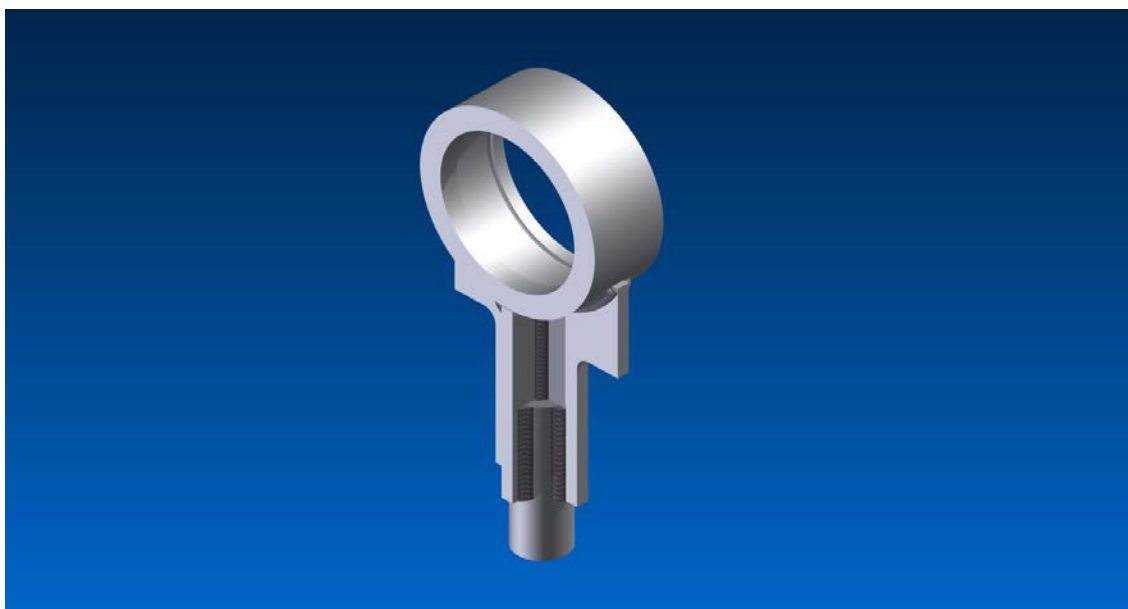


Figura 4.42, Conjunto del Soporte Central

## 4.11 Selección de Cojinetes

Del capítulo anterior se mostraron los comportamientos de las velocidades de todos los mecanismos, se llegó a la conclusión de que la máquina opera a bajas revoluciones, y como es recomendado, la selección de cojinetes a muy bajas velocidades se escoge basándose en su resistencia a las cargas estáticas  $C_0$ .

### 4.11.1 Cojinetes de Soporte del Cigüeñal

Las reacciones sobrellevadas en los soportes del cigüeñal son de 46.16KN y 37.74KN, entonces nuestra carga de diseño será fijada a una fuerza de 50KN. Los requisitos que debe cumplir el cojinete son:

- 1) Diseño para carga radial.
- 2) Resistir la carga estática.
- 3) Compensar desalineamientos.
- 4) Soportar cargas combinadas.



El primer requisito restringe el uso de cojinetes axiales y no es recomendable utilizar cojinetes de rodillos cónicos para fines de resistencia a fuerzas radiales. El tercer requisito limita el uso de cojinetes de rodillos cilíndricos y de agujas. Por la naturaleza de la construcción del cigüeñal, este es muy propenso a los desalineamientos. Es necesario que soporte cargas combinadas para eliminar cualquier desplazamiento axial.

Para la selección, se extrajeron cinco tipos de cojinetes del catálogo general de SKF de 2007, que puedan cumplir los requisitos. Todos poseen un diámetro de 70mm para el eje y 125mm para el diámetro exterior, con un ancho de 31mm.

**Tabla 4.11 Rodamientos tentativos para el cigüeñal del Diseño.**

Tipo	Designación	Serie	Límite de Carga Estática	Carga Combinada	Compensación al desalineamiento
Cojinetes de una hilera de Bolas de Ranura Profunda	6214	Explorer	45	Aceptable	Pobre
Cojinete de doble hilera de Bolas	4214 ATN9	Estándar	73.5	Aceptable	Pobre
Cojinete de bolas Autoalineable	2214	Estándar	17	Pobre	Excelente
Cojinete de Rodillos Esféricos	22214E	Explorer	228	Excelente	Excelente
Cojinete de Rodillos Toroidales CARB	C2214 TN9	Explorer	196	No Recomendable	Excelente

De la tabla anterior deducimos que el cojinete que más se adapta a las condiciones de operación de la máquina es el cojinete de rodillos esféricos SKF 22214E de la serie explorer.

#### 4.11.1.1 Estimación de la vida

Los parámetros del cojinete de rodillos esféricos 22214E según el catálogo general de SKF son:

**Tabla 4.12. Características del rodamiento elemental del cigüeñal elegido.**

Diámetro del Eje	Diámetro Exterior	Ancho	Carga Dinámica	Carga Estática	Carga Límite de fatiga	Masa
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (KN)	C0 (KN)	Pu (KN)	Kg
70	125	31	208	228	25.5	1.55



La estimación de la vida se desarrollará según las recomendaciones del fabricante, para la vida tenemos:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{Eq. (4 – 148)}$$

En donde:

- $L_{nm}$ : Duración de la vida de SKF (millones de revoluciones).
- $a_1$ : Factor de modificación de la vida por fiabilidad.
- $a_{SKF}$ : Factor de modificación de la vida de SKF.
- $P$ : Carga dinámica equivalente (KN).
- $C$ : Resistencia a la carga dinámica (KN).
- $p$ : Exponente de la ecuación de la vida (10/3 para cojinetes de rodillos).

Los valores para el factor de modificación de la vida por fiabilidad se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 4.13. Factor de Fiabilidad**

Fiabilidad (%)	Probabilidad de Falla (%)	Duración de la Vida	Factor $a_1$
90	10	$L_{10m}$	1
95	5	$L_{5m}$	0.62
96	4	$L_{4m}$	0.53
97	3	$L_{3m}$	0.44
98	2	$L_{2m}$	0.33
99	1	$L_{1m}$	0.21

Se escoge una fiabilidad del 90% para un valor de  $a_1$  igual a la unidad.

El factor de modificación  $a_{SKF}$  toma en cuenta el tipo de cojinete, la viscosidad del lubricante, los efectos de fatiga por la magnitud de la carga y la contaminación en las condiciones de uso. Para el cálculo de este factor es preciso conocer los siguientes factores:

$$\eta_c \left(\frac{P_u}{P}\right) \quad \text{Eq. (4 – 149)}$$

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} \quad \text{Eq. (4 – 150)}$$



En donde:

- $\eta_c$ : Factor de contaminación ( $\eta_c = 0.1$  para condiciones de contaminación severa).  
 $P_u$ : Carga límite de fatiga del cojinete (KN).  
 $k$ : Relación de viscosidad ( $k = 1$  si el lubricante usado es probado con aditivos eficaces EP).

Entonces:

$$\eta_c \left( \frac{P_u}{P} \right) = 0.051$$

$$k = 1$$

Del diagrama en el anexo 2.12.

$$a_{SKF} = 0.3$$

Finalmente:

$$L_{nm} = 47.17 \times 10^6$$

Sin embargo esta sería la duración del cojinete si la carga especificada que está sobre el fuese constante. La carga sobre los cojinetes de apoyo del cigüeñal soportan esfuerzos sólo al momento de la compactación, que comprenden desde  $\alpha = 330^\circ$  hasta  $\alpha = 270^\circ$  o sea una sexta parte de las revoluciones.

Para una estimación de la vida para cargas variables, sería:

$$L_{mnt} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{mn1}} + \frac{U_2}{L_{mn2}} + \dots + \frac{U_N}{L_{mnN}}} \quad \text{Eq. (4 – 151)}$$

En donde:

- $L_{mnt}$ : Duración de la vida total a cargas fluctuantes ( $10^6$  revoluciones).  
 $L_{mn1}$ : Duración de la vida al primer intervalo de esfuerzo ( $10^6$  revoluciones).  
 $L_{mn2}$ : Duración de la vida al segundo intervalo de esfuerzo ( $10^6$  revoluciones).  
 $L_{mnN}$ : Duración de la vida al último intervalo de esfuerzo ( $10^6$  revoluciones).  
 $U_1$ : Porcentaje de duración del primer intervalo.  
 $U_2$ : Porcentaje de duración del segundo intervalo.  
 $U_N$ : Porcentaje de duración del último intervalo.



Como se denota, la duración del esfuerzo máximo sólo comprende una sexta parte del ciclo completo, y el resto del ciclo no está sometido a esfuerzos, por lo que podemos decir que la vida en ese intervalo tiende al infinito.

$$L_{nmt} = \frac{1}{\frac{0.1667}{47.17 \times 10^6} + \frac{0.8333}{\infty}}$$

$$L_{nmt} = 282.90 \times 10^6$$

Y como la velocidad rotacional es constante y es de 15RPM, tenemos que la vida en función de horas será igual a:

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60n} L_{nmt} \quad \text{Eq. (4 – 152)}$$

$$L_{nmh} = 314,333.33 \text{ hr}$$

Para el soporte del eje del accionador se tiene la gran limitante de que el cojinete debe caber en un espacio radial muy reducido. En estos casos es necesario utilizar los cojinetes de rodillos de agujas. Este cojinete se seleccionó en base al tamaño del eje y la reacción radial generada por el trabajo de los engranajes cónicos y de la misma fuerza de saque.

Se elige un cojinete de SKF NKI 40/30 que tiene lo siguiente:

**Tabla 4.14. Características del rodamiento seleccionado para el apoyo de engranes cónicos.**

Diámetro del Eje	Diámetro Exterior	Ancho	Carga Dinámica	Carga Estática	Carga Límite de fatiga	Masa
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (KN)	C0 (KN)	Pu (KN)	Kg
40	55	30	45.7	108	13.4	0.22

#### 4.11.2 Cojinetes del revólver

En este caso la selección de los cojinetes es basada en el sentido y la dirección de la fuerza, como es sabido, la presión de compactación (20MPa) de compactación tendera a subir el mismo hacia arriba por la conicidad que posee el mismo. Otro parte importante es que el accionador también ejercerá una reacción radial para los cojinetes de igual magnitud pero en dirección opuesta.

La fuerza de reacción axila al eje del revolver será:



$$F_{Ra} = \frac{\pi}{4} P (d_2^2 - d_1^2) \quad \text{Eq. (4 – 153)}$$

En donde:

$F_{Ra}$ : Fuerza de Reacción axial (KN).  
 $P$ : Presión de Compactación (20 MPa).  
 $d_2$ : Diámetro exterior del cono (75 mm).  
 $d_1$ : Diámetro interior del cono (73 mm).

Entonces:

$$F_{Ra} = 4.65 \text{ KN}$$

La fuerza de reacción radial en el eje será:

$$F_{Rr} = \frac{M}{l_a} \quad \text{Eq. (4 – 154)}$$

En donde:

$F_{Rr}$ : Fuerza de Reacción radial (KN).  
 $M$ : Momento torsor del accionador (10Nm).  
 $l_a$ : longitud del accionador (152mm).

Entonces:

$$F_{Rr} = 65.79 \text{ N}$$

De lo anterior se deduce los siguientes requisitos:

- 1) Soportar cargas combinadas.
- 2) Debe de estar de acuerdo con las dimensiones del eje.

Para tales requisitos se escogen cojinetes de rodillos cónicos que tengan un diámetro para el eje. Cabe recordar que el diámetro de 30mm del escalón del eje está basado en la selección de la altura del hombro sobre los 24mm de diámetro nominal de la rosca.

Se elige el cojinete SKF 32006X explorer, el cual posee las siguientes características:





Tabla 4.15. Características del cojinete del revolver

Diámetro del Eje	Diámetro Exterior	Ancho	Carga Dinámica	Carga Estática	Carga Límite de fatiga	Masa
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (KN)	C0 (KN)	Pu (KN)	Kg
30	55	17	40.5	44	4.55	0.17

### 4.11.3 Cojinetes del Accionador

Los cojinetes en el accionador son seleccionados de la misma forma que en el revólver, en base al diámetro del eje fijo y la dirección de las cargas. Las cargas en este eje son generadas básicamente por la fuerza de reacción radial del brazo del accionador y la componente axial al eje fijo que genera la transmisión de los engranajes cónicos.

La fuerza axial está determinada por:

$$W^a = W^t \cdot \tan(\phi) \cdot \sin(\gamma) \quad \text{Eq. (4 – 155)}$$

En donde:

- $W^a$ : Fuerza axial generada por el cojinete (N).
- $W^t$ : Fuerza tangencial generada por el cojinete (222.22N).
- $\phi$ : Ángulo de Presión (20°).
- $\gamma$ : Ángulo de paso del piñón (45°).

Entonces:

$$W^a = 57.19 \text{ N}$$

La fuerza de reacción radial en el eje será:

$$F_{Rr} = 65.79 \text{ N}$$

La fuerza axial soportada por los cojinetes es siempre hacia abajo pero son de muy baja magnitud. Se selecciona un cojinete de rodillos cónicos en la parte de abajo para que soporte la reacción axial del engranaje y un cojinete de bolas de ranura profunda en la parte superior.



Tabla 4.16. Cojinete de rodillos cónicos SKF 32004X Explorer

Diámetro del Eje	Diámetro Exterior	Ancho	Carga Dinámica	Carga Estática	Carga Límite de fatiga	Masa
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (KN)	C0 (KN)	Pu (KN)	Kg
20	42	15	28	27	2.7	0.097

Tabla 4.17. Cojinete de bolas de ranura profunda SKF 61904 estándar

Diámetro del Eje	Diámetro Exterior	Ancho	Carga Dinámica	Carga Estática	Carga Límite de fatiga	Masa
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (KN)	C0 (KN)	Pu (KN)	Kg
20	37	9	6.37	0.156	4.55	0.038

#### 4.12 Bastidor o soporte de maquina

El bastidor de la briquetadora es la estructura que le da el cuerpo y la forma a la máquina, soportando todos los componentes de la misma, además de resistir la compactación de las briquetas, por tales razones debe ser lo suficientemente rígida y estable para facilitar su operación. Entonces para el material a utilizar, se selecciona de la tabla en el anexo 2.13, Propiedades de los aceros estructurales:

Acero estructural **ASTM A501**, donde se tiene que:

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa}$$

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

$$E = 206 \text{ GPa}$$

La estructura se dividirá en dos conjuntos mayores, a los que se llamara: Conjunto de compactación y conjunto de sacado, debido a las fuerzas presentes en cada conjunto estará formado por diferentes formas de vigas, pero, una vez ensamblados los conjuntos formaran una sola estructura rígida.

##### 4.12.4.1 Conjunto de compactación

Para este conjunto se seleccionó una viga tubo tipo "C" de C4 x 5.4 pulg en la parte donde se realiza la compresión, se escogió tubo cuadrado de 1.1/2 x 1.1/2 x 3/16 para las 4 columnas verticales y 2 vigas laterales, se unirán por medio de



soldadura con ángulos de 45° en sus esquinas para tener extremos empotrados ya que poseen menor momento flexionante relativo y Deflexión relativa, como se muestra en la siguiente ilustración en 3D la primera parte del bastidor.

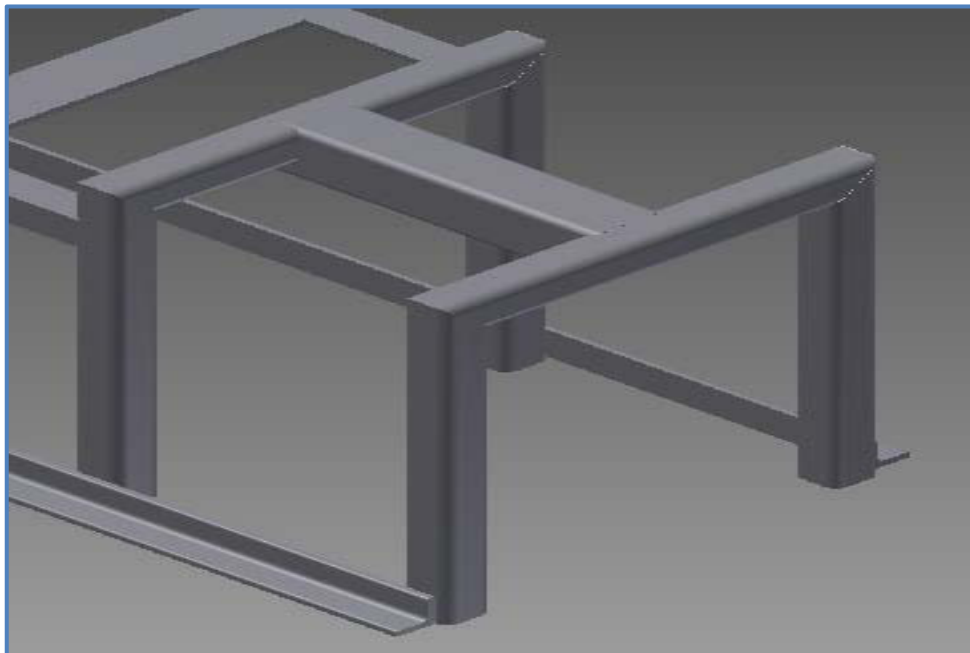


Figura 4.43, Bastidor

#### 4.12.4.1.1 Viga de compactación

Para dimensionar esta viga se partió de las dimensiones de los soportes del cigüeñal en conjunto con la biela y moldes, dando una longitud necesaria de 345 mm.

Calculo en detalle: Fuerza que soporte  $P_1 = 84 \text{ KN}$

Momento de inercia:  $1.60 \times 10^{-6} \text{ m}^4 \approx 1.60 \times 10^6 \text{ mm}^4$

Longitud de la viga  $C4 \times 5.4 = 345 \text{ mm}$

Módulo de sección  $S_{xx} = 1.93 \text{ pulg}^3 \approx 3.15 \times 10^{-5} \text{ m}$  (eje neutro X)

La carga está a una distancia de 240 mm  $\approx 0.24 \text{ m}$  respecto del apoyo A esto es por las demás dimensiones de los otros componentes a continuación se presenta el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momento flexionante.

Haciendo momento en el punto A se obtiene la reacción del otro apoyo  $B_y$

$$+M_A = 0$$

$$P_1(0.24m) - B_y(0.34m) = 0$$

Despejando nos queda Eq. (4 – 156)

$$B_y = \frac{P_1(0.24m)}{0.34m} = 58.43 \text{ KN}$$

Ahora con sumatoria de fuerzas en Y tenemos:

$$+\uparrow F_y = 0$$

$$A_y - P_1 + B_y = 0 \text{ Eq. (4 – 157)}$$

$$A_y = 84\text{KN} - 58.43 \text{ KN}$$

$$A_y = 43.57 \text{ KN}$$

En donde:

$$P_1.$$

El momento flexionante máximo para esta viga es de  $M_{\text{máx}} = 6.13 \text{ KN.m}$

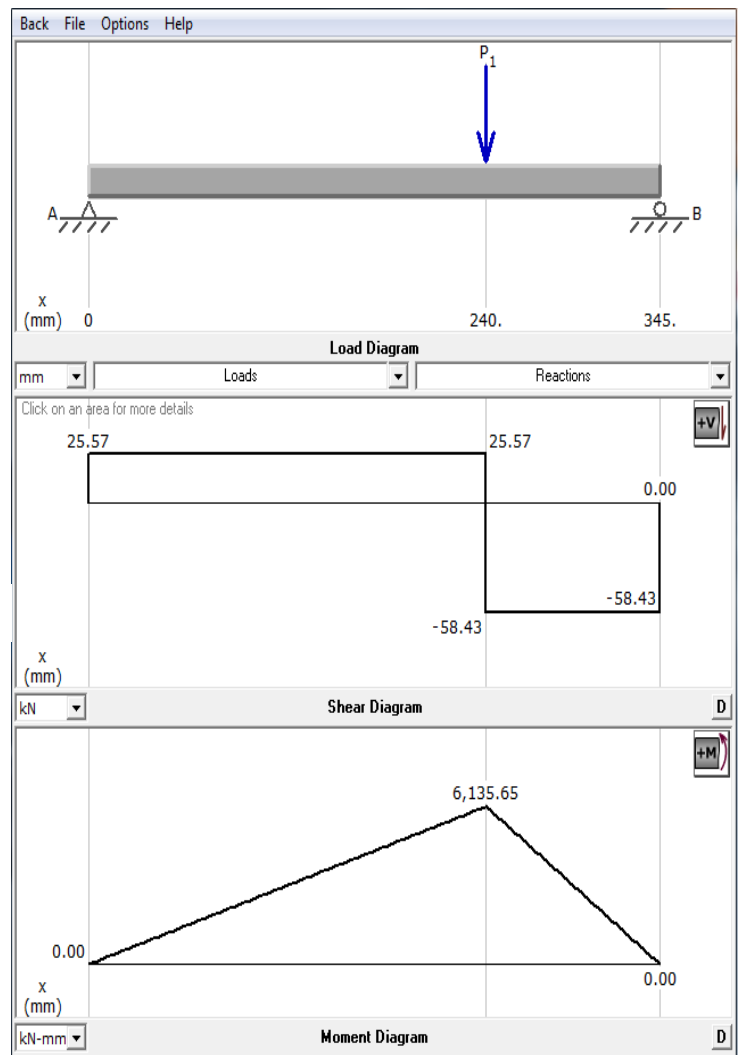


Figura 4.44, Diagrama de Fuerza cortante y momento Flexionante en viga de compactación

Teniendo el  $M_{\text{máx}}$  podemos calcular el esfuerzo por flexión soportado por la viga

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{S_{xx}} = \frac{6.13\text{KN.m}}{3.15 \times 10^{-5} \text{m}^3} = 194.6 \text{ MPa} \quad \text{Eq. (4 – 158)}$$

Ya que el esfuerzo de flexión max de la viga 4Cx5.4 es menor que el esfuerzo de fluencia que presenta el material consideramos que soporta la carga.

La deflexión máxima presente en la viga se puede conocer con la siguiente expresión



$$Y_{max} = \frac{-2P(a)^3(b)^2}{3EI(3a+b)^2} = 3.8 \times 10^{-8} \text{ mm} \quad \text{Eq. (4 - 159)}$$

Se considera que está ubicada a una distancia  $X_1$  como se muestra en la figura<sup>2</sup> 4.45

$$X_1 = \frac{2(a)(L)}{3a+b} = 200.72 \text{ mm} \quad \text{Eq. (4 - 160)}$$

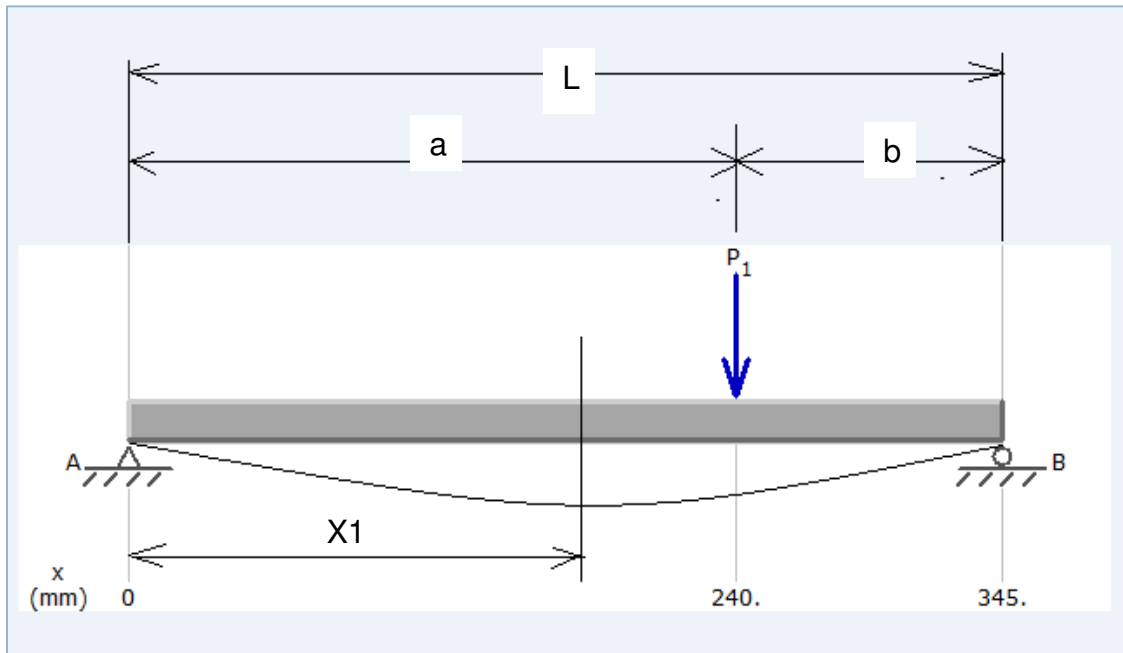


Figura 4.45, Viga con deflexión presente en  $X_1$

#### 4.12.4.2 Conjunto de sacado

Para siguiente conjunto se seleccionó angular tipo “L” de 1.1/2” x 1.1/2” x 1/4” para 2 columnas verticales y 3 vigas laterales, además de 1 viga tipo “C” C3 x 4.1 que soporta al eje del seguidor, además soportara el peso del eje seguidor, los engranajes y proporcionara la parte donde sacara la briqueta sin ningún obstáculo.

También será unido por medio de soldadura con ángulos de 45° en sus esquinas, la viga tipo “C” será soldada de manera empotrada como se muestra en la siguiente ilustración en 3D la segunda parte del bastidor.

<sup>2</sup> Fórmulas para deflexión en vigas simples y apoyadas apéndice 14 Diseño de elemento de máquinas Robert Mott

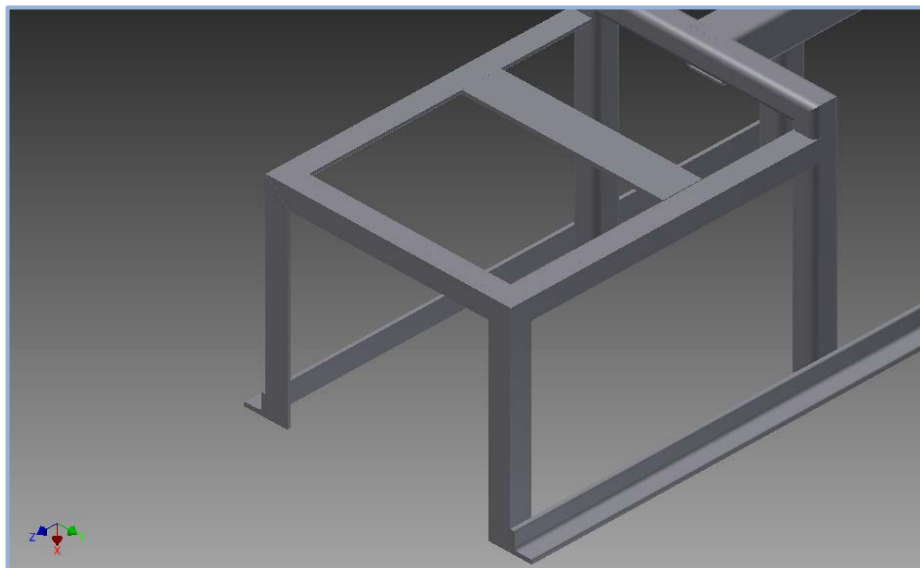


Figura 4.46 Conjunto de sacado

Conjunto bastidor está conformado por los 2 conjuntos antes descritos y serán unido por soldadura en las vigas verticales del primer conjunto con las laterales del 2do, llevara 2 angulares tipo “L” de 1.1/2” x 1.1/2” x 1/4” en la parte inferior que actuarán como placas de anclaje, tendrán la función de la base para la estructura a un cimiento al momento de instalase, cada placa tendrá 3 agujeros pasantes para utilizarse pernos o espárragos.

A continuación se muestra la siguiente imagen en 3D del bastidor terminado con lámina antiderrame.

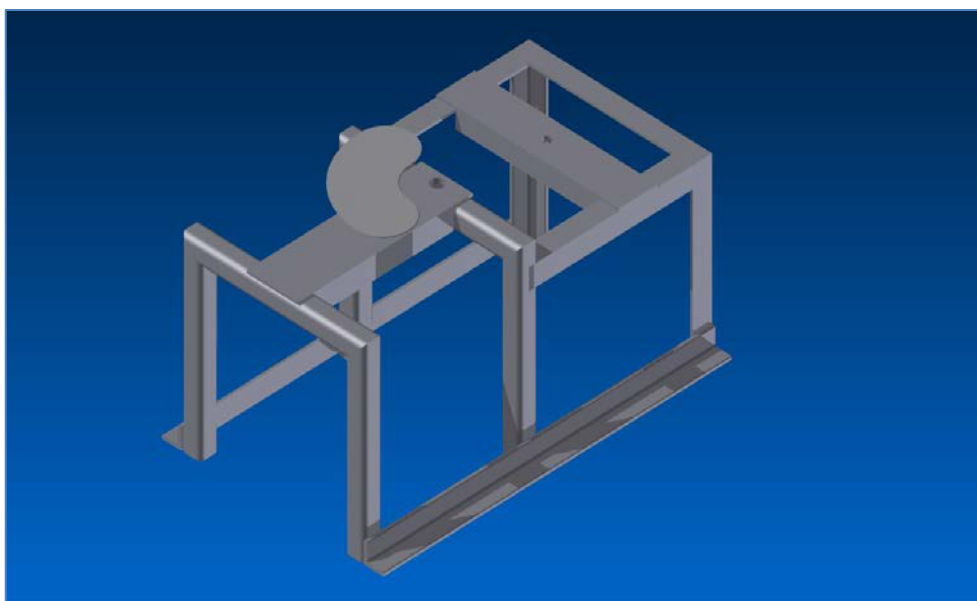


Figura 4.47 Bastidor final

#### 4.12.4.3 Selección de soldadura para el bastidor

En el bastidor se utilizarán tres tipos básicos de uniones por soldadura para integrar las dos partes que formarán la junta.

- **Unión de esquina:** Las partes en una unión de esquina forman un ángulo recto y se unen en la esquina del ángulo, en nuestro caso se aplicará en la unión de las vigas verticales con respecto a las vigas laterales.
- **Unión superpuesta:** (traslape): esta unión consiste en dos partes que se superponen, aplicada en las vigas tipo "C" con las vigas laterales correspondientes de compactación y de sacado.
- **Unión en T:** En la unión en T, una parte es perpendicular a la otra, aplicada en la unión del conjunto de compactación con el conjunto de sacado.

Los espesores de los aceros estructurales seleccionados para formar el conjunto del bastidor son de 1/4, 3/16, 3/16 para el angular tipo L, tubo cuadrado y la viga tipo C respectivamente.

Se decidió utilizar electrodos **E-7018 de 1/8"**, por su propiedad para soldar aceros de bajo y medio carbón. Para este tipo de electrodo se tiene:

Resistencia límite de tensión:  $S_u = 70,000 \text{ psi}$  Se convierte:

$$S_u = 70,000 \text{ psi} = 482.63 \text{ MPa}$$

Con ayuda de la tabla en el anexo 2.8 podemos observar que se entra en el rango menor o igual a 1/4"  $\approx 6.35 \text{ mm}$  (lámina a soldar) entonces por consiguiente el tamaño mínimo del filete o altura del cordón es de 1/8"  $\approx 3.175 \text{ mm}$ .

Altura mínima del cordón:  $h = 3.175 \text{ mm}$

Espesor mínimo del cordón

$$t = \frac{\sqrt{2}}{2} \times h \quad \text{Eq. (4 - 93)}$$

$$t = 2.24 \text{ mm}$$

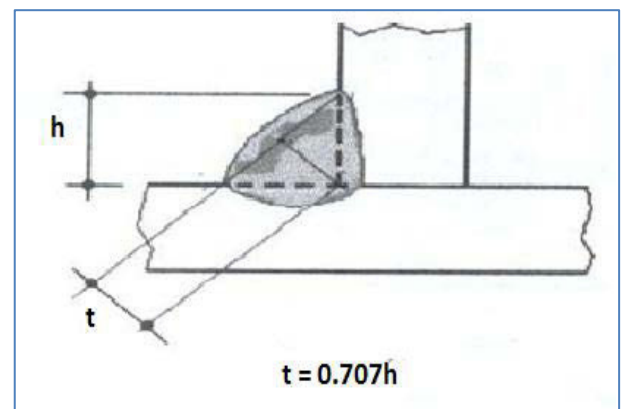


Figura 4.48, Cordón de soldadura

Entonces para el área transversal del cordón de soldadura



que tiene forma triangular:

$$A_c = \frac{t \cdot h}{2} = 3.55 \text{ mm}^2 \quad \text{Eq. (4 – 94)}$$

Una vez calculada el área se dispone la longitud del cordón.

Para los tubos cuadrados de 1.1/2" x 1.1/2" se tiene:

8 cordones de 38.1mm = para unir las vigas verticales con las vigas laterales (parte superior e inferior)

8 cordones de 66 mm = para unir las vigas verticales con las vigas lateras (partes de perfil o laterales en el corte de 45°)

- Angular tipo "L" llevara 2 tipos de cordones (conjunto de saque):

4 cordones de 38.1mm = para unir la viga lateral y viga vertical del conjunto compactación con el conjunto de saque (unión en T de angular tipo L y tubo cuadrado respectivamente)

6 cordones de 66 mm = para unir el angular tipo "L" en el conjunto de saque en cortes de 45° para el mismo

- Viga de compactación llevara (C4 x 5.4):

8 cordones de 38.1 mm = parte de traslape con el tubo cuadrado, 4 por lado

2 cordones de 101.6 mm = parte del traslape con tubo cuadrado 1 por lado

- Viga de soporte de sacado (C3 x 4.1):

4 cordones de 38.1 mm = parte de traslape con angular tipo L, 2 por lado

2 cordones de 76.2 mm = parte del traslape con angular tipo L, 1 por lado

- Angular tipo L de anclaje del bastidor

10 cordones de 38.1 mm = parte de traslape en tubo cuadrado y angular tipo L, 5 por lado.

Volumen de la soldadura: Se suman todas las longitudes para calcular un volumen total: Eq. (4 – 161)

$$L_{ctol} = (8 \times 38.1) + (8 \times 66) + (4 \times 38.1) + (6 \times 66) + (8 \times 38.1) + (2 \times 101.6) +$$





$$(4 \times 38.1) + (2 \times 76.2) = 2,194 \text{ mm}$$

$$V_{ctol} = L_{ctol} \times A_c = 2,194 \text{ mm} \times 3.55 \text{ mm}^2 = 7788.7 \text{ mm}^3 \approx 7.78 \text{ cm}^3$$

Eq. (4 – 162)

Masa de la soldadura

La masa aproximada de la soldadura se puede determinar mediante la fórmula ya conocida:

$$M_s = V_{ctol} \times \rho \quad \text{Eq. (4 – 163)}$$

Donde  $\rho = 7.85 \text{ gr/cm}^3$  (densidad aproximada del material de aportación, electrodo)

$$M_s = 7.78 \text{ cm}^3 \times 7.85 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} = 61.17 \text{ gr} \approx 0.061 \text{ kg}$$

Se utilizara aproximadamente esta cantidad para unir todo el bastidor de la briquetadora.

El esfuerzo que resiste la soldadura presente en el bastidor en todas las partes donde colocamos los cordones, estará dado por la fuerza de compactación en este caso 84 KN entre el área longitudinal del cordón total. Por lo tanto:

$$\sigma_{ctot} = \frac{Fb}{A_{Lc}} \quad \text{Eq. (4 – 164)}$$

$$A_{Lc} = h \times L_{ctol} = 3.175 \text{ mm} \times 2,194 \text{ mm} = 6,965.95 \text{ mm}^2 \quad \text{Eq. (4 – 165)}$$

Por lo tanto para el esfuerzo;

$$\sigma_{ctot} = \frac{Fb}{A_{Lc}} = \frac{84 \text{ KN}}{6,965.95 \text{ mm}^2} = 12.05 \text{ MPa}$$

El esfuerzo al que está sometido el cordón total, es mucho menor que el esfuerzo permitido por la soldadura, es evidente que la soldadura resiste y se afirma que cumple con la característica de rigidez.



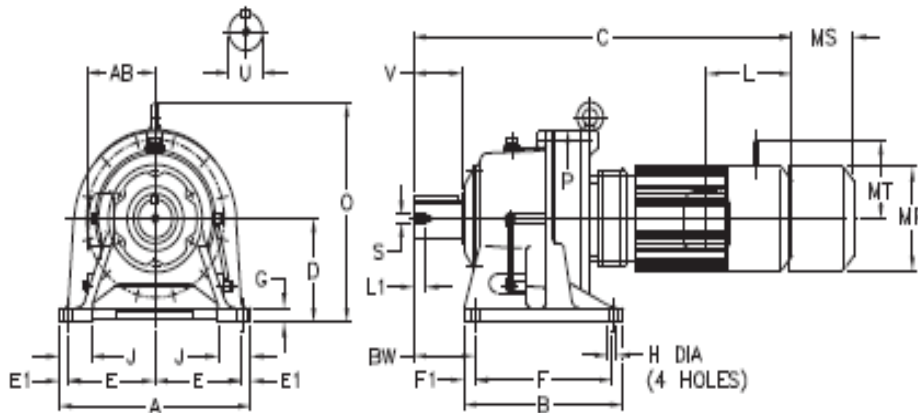
#### 4.12.4.4 Selección del Motor

En base al par torsional, las rpm y las hp descrito en el capítulo 3, se procedió a seleccionar el moto-reductor eléctrico trifásico. En el catálogo de la **SUMITOMO DRIVE TECHNOLOGIES** encontramos uno con las características deseadas y se muestra en la siguiente tabla (resaltado).

Tabla 4.18. Moto-Reductores tabla de selección

Output Speed RPM	Output Torque In*lbs	Servicie Factor			SELECTION					Option Inverter Duty
		SF	AGMA Class	Overhung Load lbs	HP Symbol	Frame Size	Shaft Spec.	AGMA Class	Ratio	
29.7	10000	1.19	I	4960	5	6160	Y	A	59	AV
		1.55	III	4960	5	6165	Y	B	59	AV
		1.93	III	5320	5	6170	Y	C	59	AV
24.6	12000	0.94	-	4920	5	6160	Y		71	AV
		1.53	III	4920	5	6165	Y	B	71	AV
		1.6	III	5610	5	6170	Y	C	71	AV
		1.93	III	5610	5	6175	Y	C	71	AV
20.1	14800	1.05	I	4890	5	6165	Y	A	87	AV
		1.52	III	6020	5	6175	Y	B	87	AV
		1.93	III	8130	5	6180	Y	C	87	-
16.8	15600	-	-	4960	5	6160DC	Y		104	AV
	16700	1.11	I	4960	5	6165DC	Y	A	104	AV
	16700	1.34	III	6510	5	6170DC	Y	B	104	AV
	16700	1.67	III	6510	5	6175DC	Y	C	104	AV
	16700	2.15	III	8640	5	6180DB	Y	C	104	AV
14.5	18600	-	-	4960	5	6165DC	Y		121	AV
	19500	1.15	I	6620	5	6170DC	Y	A	121	AV
	19500	1.43	III	6620	5	6175DC	Y	B	121	AV
	19500	1.85	III	9210	5	6180DB	Y	C	121	AV
	19500	2.19	III	9210	5	6185DB	Y	C	121	AV
12.2	22400	-	-	6620	5	6170DC	Y		143	AV
	23000	1.21	I	6620	5	6175DC	Y	A	143	AV
	23000	1.56	III	9360	5	6180DB	Y	B	143	AV
	23000	1.89	III	9360	5	6185DB	Y	C	143	AV
	23000	2.46	III	13200	5	6190DB	Y	C	143	AV

## 4.12.4.4.1 Dimensiones del moto-reductor seleccionado.



All dimensions are in inches

Model CHHM	A	B	D	E	E1	F	F1	G	H	J	P	BW
6160/SDCY	16.14	9.37	6.299	7.28	0.79	5.91	1.73	0.98	0.71	2.95	11.81	5.47
6170/SDCY	16.93	13.19	7.874	7.48	0.90	10.83	1.18	1.18	0.87	3.15	13.39	4.92
6180/SDBY	18.50	14.96	8.661	8.27	0.90	12.60	1.18	1.18	0.87	3.35	14.57	5.71
6190/SDAY	20.87	17.32	9.843	9.45	0.90	14.96	1.18	1.38	1.02	3.54	16.93	6.69
6190/SDBY	20.87	17.32	9.843	9.45	0.90	14.96	1.18	1.38	1.02	3.54	16.93	6.69

Model CHHM	U*	V	Low Speed Shaft		Key
			S	L1	
6160/SDCY	2.250	3.54	3/8-16UNC	0.71	1/2 X 1/2 X 2.95
6170/SDCY	2.750	3.54	1/2-13UNC	0.94	5/8 X 5/8 X 3.15
6180/SDBY	3.125	4.33	1/2-13UNC	0.94	3/4 X 3/4 X 3.74
6190/SDAY	3.625	5.31	3/4-10UNC	1.34	7/8 X 7/8 X 4.92
6190/SDBY	3.625	5.31	3/4-10UNC	1.34	7/8 X 7/8 X 4.92

## \*Shaft Tolerances

Shaft Nominal Diameter (Inches)	Tolerances (Inches)
0.500 (1/2) through 0.625 (5/8)	+0.0000/-0.0004
0.750 (3/4) through 1.125 (1 1/8)	+0.0000/-0.0005
1.250 (1 1/4) through 1.875 (1 7/8)	+0.0000/-0.0006
2.000 (2) through 3.125 (3 1/8)	+0.0000/-0.0007
3.250 (3 1/4) through 4.625 (4 5/8)	+0.0000/-0.0009
4.750 (4 3/4) through 7.000 (7)	+0.0000/-0.0010

Figura 4.49. Dimensiones del moto-reductor

#### 4.12.4.5 Selección del acoplamiento

El término acoplamiento se refiere a un dispositivo para conectar entre sí dos ejes, en sus extremos, con objeto de transmitir potencia. Existen dos clases generales de acoplamientos: rígidos y flexibles.

Acoplamiento rígido: es aquel que se diseña para que no pueda haber movimiento relativo entre los ejes además que se pueda dar un alineamiento preciso entre los mismos.

Acoplamiento flexible: se diseñan para transmitir el par torsional uniformemente, y al mismo tiempo permitir cierto desalineamiento axial, radial y angular. La flexibilidad es tal que cuando se produce desalineamiento, piezas del acoplamiento se mueven con poca o ninguna resistencia logrando no desarrollar esfuerzos axiales.

Para esta aplicación de la briquetadora se eligió un acoplamiento flexible del tipo Grid-Flex. Debido a sus características de transmitir la potencia y por la disponibilidad en el mercado nacional. A continuación se muestra una imagen.

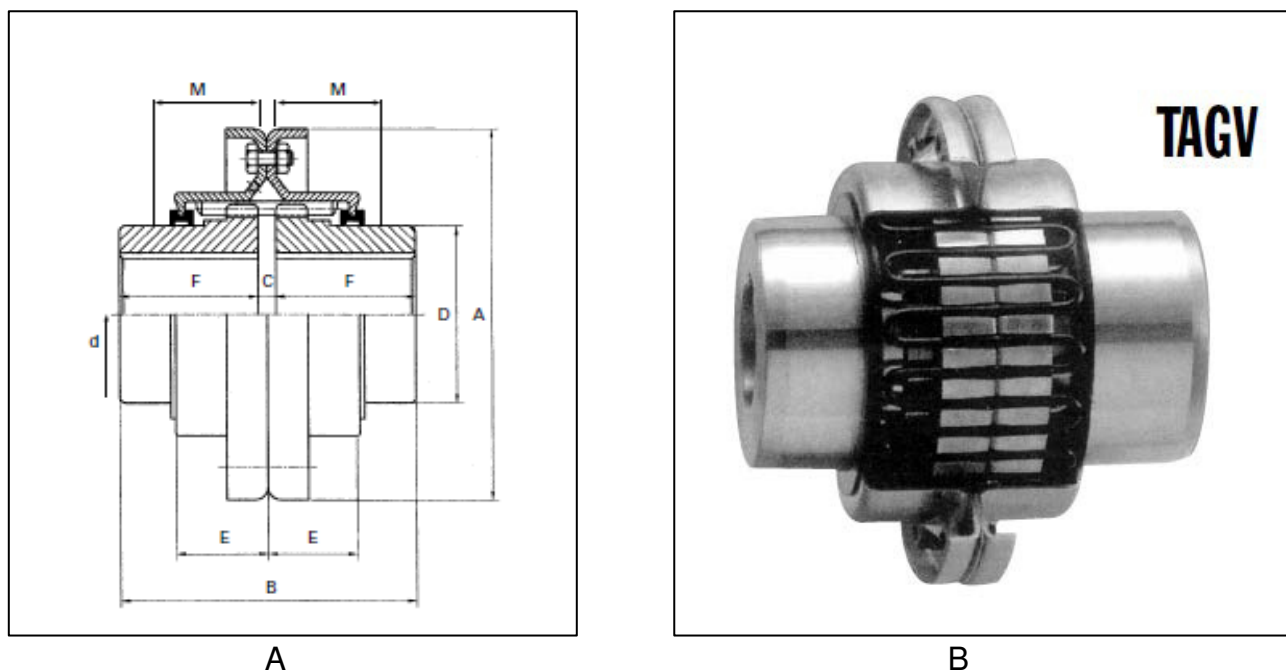


Figura 4.50, Acoplamiento Flexible de parrilla A y B



Para la selección nos apoyamos del catálogo y de la siguiente tabla en base a la potencia a transmitir y a los diámetros de los ejes a acoplar.

**Tabla 4.19. Especificaciones maquina motriz y receptora**

Maquina motriz		Maquina receptora
Motor-rector :	Sumitomo	Briquetadora Revolver
Potencia	5 hp	Extremo del eje D 50 mm Long.
Velocidad	14.6 rpm	
Extremo del eje D	19.05 mm Long. :29.97	

$$C(N.m) = \frac{7160 \times P(hp)}{n(rpm)} = 2386.66 N.m$$

C: Par nominal de acoplamiento

P: Potencia

N: velocidad de la maquina motriz

De la tabla siguiente seleccionamos el copling 1080 que posee un torque nominal de 1895 N.m con 78 % respecto del requerido debido a la aplicación se considera que soportara.

**Tabla 4.20. Selección de Acoplamiento y medidas con respectó la figura 4.50 A**

Tamaño	Hp/ 100 rpm	Torque Nm	rpm max	Ø d max	A	B	C	D	F	E	M	peso Kg	LUB. Wt (Kg)
1020	0.7	49	6000	30	111.1	98.0	3.0	39.7	47.5	24.2	47.8	2.0	0.03
1030	1.9	133	6000	35	120.7	98.0	3.0	49.2	47.5	25.0	47.8	2.6	0.03
1040	3.2	225	6000	43	128.5	104.6	3.0	57.1	50.8	25.7	50.8	3.4	0.05
1050	5.6	393	6000	50	147.6	123.6	3.0	67.7	60.3	31.2	60.5	5.4	0.05
1060	8.8	618	6000	55	162.0	130.0	3.0	76.2	63.5	32.2	63.5	7.3	0.09
1070	13.0	912	5500	65	173.0	155.4	3.0	87.3	76.2	33.7	66.8	10.4	0.11
<b>1080</b>	<b>27.0</b>	<b>1895</b>	<b>4750</b>	<b>78</b>	<b>200.0</b>	<b>180.8</b>	<b>3.0</b>	<b>104.8</b>	<b>88.9</b>	<b>44.2</b>	<b>88.9</b>	<b>17.7</b>	<b>0.17</b>
1090	48.0	3369	4000	95	231.8	199.8	3.0	123.8	98.4	47.7	96.3	25.4	0.25
1100	81.0	5685	3250	107	266.7	245.7	4.5	142.0	120.6	60.0	120.7	42.2	0.43
1110	121.0	8493	3000	117	285.8	258.5	4.5	160.3	127.0	64.2	124.0	54.4	0.51
1120	177.0	12423	2700	136	319.0	304.4	6.0	179.4	149.2	73.4	143.0	81.6	0.73
1130	257.0	18038	2400	165	377.8	329.8	6.0	217.5	161.9	75.1	146.1	122.5	0.91
1140	370.0	25969	2200	184	416.0	371.6	6.0	254.0	182.8	78.2	155.7	180.1	1.13
1150	515.0	36147	2000	203	476.3	371.8	6.0	269.2	182.9	106.9	150.1	230.0	1.95



#### 4.13. Masa estimada de la Briquetadora Revolver ensamblada.

Para obtener la masa aproximada de la briquetadora se partió de conocer el volumen de cada uno de los elementos que la conforman, ya que las dimensiones fueron elegidas y/o calculadas en acápites anteriores, con la culminación de planos y asistencia de un comando de Auto-CAD se puede obtener directamente el volumen de la pieza deseada, ahora bien teniendo la densidad promedio del acero de  $7.85 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$  fácilmente se conoce el peso en kg como se muestra a continuación en la tabla siguiente.

Tabla 4.21. Peso de cada elemento que conforma la briquetadora revolver.

Parte diseñada	Elemento que lo conforman	Volumen (mm <sup>3</sup> )	Masa unitaria (kg)	Cantidad de elementos	Masa extend. (kg)
Cigüeñal armado	Eje transmisor de Potencia	432,968.53	3.40	1	3.40
	Codo de Biela de Compactación	184,342.91	1.45	1	1.45
	Pernos de Sujeción de codo de Comp.	14,541.59	0.11	2	0.23
	Eje de Apoyo central	549,195.34	4.31	1	4.31
	Espaciadores	8,861.41	0.07	2	0.14
	Pernos de Sujeción de codo de Saque	17,557.52	0.14	2	0.28
	Eje para el engranaje	213,564.18	1.68	1	1.68
	Codo de Saque	111,548.25	0.88	1	0.88
Biela de compactación armada	Pie de Biela	43,709.60	0.34	1	0.34
	Refuerzos Laterales	6,238.02	0.05	2	0.10
	Bancada fija	44,507.93	0.35	1	0.35
	Bancada Desmontable	40,976.43	0.32	1	0.32
	Buje	17,545.30	0.14	1	0.14
	Tornillos de Apriete	2,659.68	0.02	2	0.04
	Soldaduras	3,023.19	0.02	1	0.02
	Buje de Pie de Biela	3,080.71	0.02	1	0.02
Biela de sacado armada	Pie de Biela	17,380.96	0.14	1	0.14
	Refuerzos Laterales	2,766.95	0.02	2	0.04
	Bancada fija	14,957.16	0.12	1	0.12
	Bancada Desmontable	14,082.52	0.11	1	0.11
	Buje	22,351.56	0.18	1	0.18
	Tornillos de Apriete	552.87	0.00	2	0.01
	Soldaduras	1,059.21	0.01	1	0.01
	Buje de Pie de Biela	665.74	0.01	1	0.01



Elementos varios de compactación	Vástago	53,950.23	0.42	1	0.42
	Punzón	108,868.79	0.85	1	0.85
	Horquilla	33,481.80	0.26	1	0.26
	Bulón	7,747.73	0.06	1	0.06
Elementos varios de sacado	Vástago	15,616.54	0.12	1	0.12
	Punzón	56,911.71	0.45	1	0.45
	Horquilla	4,413.36	0.03	1	0.03
	Bulón	1,201.98	0.01	1	0.01
Eje Accionador armado	Eje fijo del Accionador	172,428.66	1.35	1	1.35
	Eje Rotor del Accionador	211,965.86	1.66	1	1.66
	Soporte Superior del eje Accionador	38,635.78	0.30	1	0.30
	Soporte Inferior del eje Accionador	37,636.22	0.30	1	0.30
	Abrazadera del rotor desmontable	48,871.12	0.38	1	0.38
	Abrazadera del rotor	44,640.28	0.35	1	0.35
	Brazo del Accionador	57,176.00	0.45	1	0.45
	Seguidor	12,955.85	0.10	1	0.10
	Pernos de Sujeción	1,093.37	0.01	2	0.02
	Soporte del cojinete de agujas	84,777.89	0.67	1	0.67
	Engranaje	33,264.38	0.26	2	0.52
Revolver	Moldes de Compactación	132,572.59	1.04	4	4.16
	Eje rotor	109,591.20	0.86	1	0.86
	Ranuras de Cruz de Malta	188,391.45	1.48	1	1.48
	Soportes de Moldes	8,153.65	0.06	4	0.26
	Lámina anti derrame	81,945.97	0.64	1	0.64
	Soldaduras	21,470.58	0.17	1	0.17
Soporte Frontal del cigüeñal	Lamina de soporte principal	383,865.30	3.01	1	3.01
	Base de acople	102,004.43	0.80	1	0.80
	Nervio Frontal	107,528.87	0.84	1	0.84
	Nervio Trasero	21,705.42	0.17	1	0.17
	Soporte para el cojinete	341,060.66	2.68	1	2.68
	Soldaduras	23,515.17	0.18	1	0.18
	aro de retención	10699.96	0.08	1	0.08
Soporte Central del cigüeñal	Lamina de soporte principal	138,860.69	1.09	1	1.09
	Acoplador de soporte central	84,384.66	0.66	1	0.66
	Nervio	35,754.75	0.28	2	0.56
	Soporte para el cojinete	341,060.66	2.68	1	2.68
	Eje fijo	88,122.82	0.69	1	0.69



	Soldaduras	29,386.36	0.23	1	0.23
Cojinetes	61904	-	0.038	1	0.038
	32004X	-	0.097	1	0.097
	32006X	-	0.170	2	0.34
	NKI 40/30	-	0.220	1	0.22
	22214E	-	1.550	2	3.1
	Tuerca SKF KM13	3713.420	0.029	1	0.03
	Arandela SKF MB13	26376.08	0.207	1	0.21
Tolva de alimentación	-	236,712.49	1.86	1	1.86
Bastidor	-	3,013,912.06	23.66	1	23.66
<b>Moto - Reductor</b>	-	-	60	1	<b>154.54</b>
<b>Peso total</b>	-	-	-	-	<b>227.96</b>

De la tabla anterior se conoce que la masa aproximada de la briquetadora revolver oscila por los **227.96 kg.**





## CAPITULO V

### PAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

#### 5.1. Propósito

Este plan de mantenimiento tiene como objetivo establecer las componentes más potenciales a la falla para planificar y gestionar el mantenimiento utilizado por el usuario del equipo.

#### 5.2. Definiciones

- **Mantenimiento:** Función tecnológica cuyo objetivo es mantener la maquinaria de la instalación en condiciones operacionales durante el mayor tiempo posible.
- **Mantenimiento Correctivo:** Parte del mantenimiento dirigido a recuperar total o parcialmente la capacidad productiva de un equipo cuando se da origen a una falla imprevista por el mantenimiento preventivo
- **Mantenimiento Preventivo:** Parte del mantenimiento dirigido a la eliminación de las causas de un daño potencial en la maquinaria por medio del estudio de la vida útil de las diferentes partes de la misma, que permite prevenir la detención del equipo por fallas.
- **Mantenimiento Predictivo:** Parte del mantenimiento dirigido a predecir a través de la medición de parámetros un fallo antes de su ocurrencia con el fin de intervenir y prevenir la detención del equipo por fallas.

A continuación se describe la metodología utilizada para la elaboración del mantenimiento preventivo que ayudara a determinando los componentes más potencial a la falla con ayuda de los siguientes criterios.

#### 5.3. Criterios

- a) En la columna Equipo ingrese el equipo a evaluar.
- b) En Modo Potencial de Falla se identifique las formas en las que el componente del equipo puede fallar. Un componente puede presentar múltiples modos de falla.
- c) En Efectos Potenciales de la Falla ingrese los efectos potenciales de la falla para cada modo de falla. Cualquier modo de falla puede tener múltiples efectos de falla.



- d) En SEV (Rating de Severidad<sup>1</sup>), estime la severidad del efecto para cada efecto de falla. Utilice una escala del 1 al 10, donde 10 significa alta severidad y 1 significa baja severidad.

**Tabla 5.1 Descripción de la leyenda de SEVERIDAD**

SEVERIDAD	DESCRIPCIÓN	LEYENDA
1	No afecta	1-No afecta
2	Sistema operable con mínimas deficiencias	2-Opera-mínima deficiencia
3	Sistema operable con alguna deficiencia	3-Opera-alguna deficiencia
4	Sistema operable con desgaste significativo	4-Opera-desgaste significativo
5	Sistema inoperable sin daño	5-Inoperable-sin daño
6	Sistema inoperable con daño menor	6-Inoperable-daño menor
7	Sistema inoperable con daño en sus componentes	7-Inoperable-daño componentes
8	Falla produce inoperatividad en el sistema	8-Inoperable por falla
9	La falla crearía el incumplimiento de regulaciones Gubernamentales e Internacionales	9-Incumplimiento regulaciones
10	La falla podría dañar al personal o instalación	10-Daño personal/instalaciones

- e) En Causas Potenciales, ingrese las causas potenciales del modo de falla.
- f) En FREQ (Rating de frecuencia), estime la probabilidad de que la falla ocurra. Utilice una escala del 1 al 10 donde 10 significa alta frecuencia (problema continuo) y 1 significa baja frecuencia (extremadamente improbable que ocurra).

**Tabla 5.2 Descripción de la leyenda de PROBABILIDAD**

PROBABILIDAD	DESCRIPCIÓN	LEYENDA
1	Menor a 1 en 1'500,000	1- 1 en 1'500,000 - falla improbable
2	1 en 150,000	2- 1 en 150,000
3	1 en 15,000	3- 1 en 15,000 - pocas fallas
4	1 en 2,000	4- 1 en 2,000
5	1 en 400	5- 1 en 400
6	1 en 80	6- 1 en 80 - falla ocasional
7	1 en 20	7- 1 en 20
8	1 en 8	8- 1 en 8 - falla constante
9	1 en 3	9- 1 en 3
10	Mayor a 1 en 2	1- Más de 1 en 2 - casi inevitable

<sup>1</sup> Rigor o intolerancia con que se juzgan las faltas y debilidades de los demás o las propias,  
<http://es.thefreedictionary.com/>



Debido que en este proyecto no se realizó ninguna prueba estadística estimamos la probabilidad de falla con respecto a los factores de diseño obtenidos en el capítulo anterior además auxiliándonos con las simulaciones del programa AUTODESK INVENTOR también se tomó en cuenta el componente evaluado.

- g) En Control Actual, ingrese la forma de los modos o causas de la falla son detectados o controlados, por ejemplo podría ser un dispositivo a prueba de errores.
- h) En DET (Rating de Detección), evalúe la habilidad de cada control para detectar o controlar la causa/modo de falla. Utilice una escala del 1 al 10, donde 10 significa detección/control deficiente.

**Tabla 5.3 Descripción de la leyenda de DETECCIÓN**

DETECCIÓN	DESCRIPCIÓN	LEYENDA
1	Fácilmente detectable con inspección	1 - 100%
2	Automáticamente inspeccionado con sistema de protección redundante	2 - 99%
3	Bajo control estadístico	3 - 95%
4	Proceso estadístico usado con condiciones fuera de control	4 - 90%
5	Se emplea algún proceso estadístico	5 - 85%
6	Sistema inspeccionado físicamente técnica pasa-no pasa	6 - 80%
7	Es 100% inspeccionado físicamente todo el tiempo	7 - 70%
8	Se acepta basado en que no presenta ningún defecto	8 - 60%
9	Se prueba, se inspecciona y cuenta con sistemas de alarma	9 - 50%
10	No se inspecciona o el efecto no es perceptible	10 - menos de 50%

#### **i) Evaluando el Índice de Prioridad de Riesgos**

Ahora bien procedemos a calcular el IPR (Índice de Prioridad de Riesgo) es el producto de los valores de SEV, FREQ, y DET. Nos da un valor global para una combinación de MODO/EFECTO/CAUSA.

$$IPR = SEV \times FREQ \times DET$$

Eq. (5 – 1)



Entre más alto el IPR, el problema es más severo, más frecuente o menos controlable, lo cual indica una mayor necesidad de atención inmediata.

**Cualquier Efecto de Falla con alta Severidad, debe ser investigado.**

#### 5.4 Criterios de código de colores de SEV Y IPR

Tabla 5.4 Criterios de código de colores de SEV Y IPR

Severidad			ÍNDICE DE PRIORIDAD DE RIESGO		
(SEV)	Valor	Color	(IPR)	Valor	Color
Si SEV >	7	Red	Si IPR >=	250	Red
De lo contrario		Yellow	De lo contrario		Yellow
Si SEV <=	4	Green	Si IPR <=	125	Green

## 5.5 Mantenimiento Preventivo de elementos móviles.

**Tabla 5.5. Mantenimiento Preventivo de elementos móviles**

Equipo	Componente	Modo potencial a la falla	Efecto potencial a la falla	SEV	Causas Potenciales	FREQ	Controles	DET	IPR	Acciones Recomendadas
Briquetadora Revolver	Cigüeñal	Deformación del cigüeñal	A-Posible colisión de punzón con revolver B-Aumento de carga en los rodamientos E-Desgaste significativo en elementos mecánicos	4	Desalineamiento, defectos en el montaje, Fatiga, utilización del equipo más allá de su vida útil	3	Mediciones de vibraciones, Mediciones de Tº, inspección visual y auditiva, balanceo del elemento antes de montaje	6	72	Crear histórico de funcionamiento del equipo.
Briquetadora Revolver	Cigüeñal	Rotura del cigüeñal	A-Aumento de vibraciones y sonidos extraños en el sistema de compactación, B-Equipo no compacta C-Aumento de carga en los rodamientos, D-Posibles daño a elementos mecánicos, E-Paro del equipo	9	Fatiga del material, compactación continua de objetos ajenos al material de diseño, desbalance del elemento, utilización más allá de su vida útil	3	Inspección visual y auditiva, mediciones de vibraciones y Tº, diseño garantizado y simulado en AUTODEK INVENTOR	7	189	Crear histórico de funcionamiento del equipo.



Briquetadora Revolver	Cigüeñal	Dañado Rodamientos	A-Incremento de fricción y/o desgaste entre cigüeñal y rodamiento, B-Recalentamiento de chumacera C-Desgaste excesivo en el cigüeñal	7	Fatiga del elemento, Poca lubricación, eje desalineado, presencia de suciedad en el rodamiento	2	Mediciones de vibraciones, Mediciones de Tº, inspección visual y auditiva.	6	84	Crear histórico de funcionamiento del equipo, inspección del montaje y prueba del equipo antes de ponerlo en operación
Briquetadora Revolver	Biela	Deformación biela	A-Incremento de fricción y/o desgaste de las guías del vástago B-Aumento de Tº en vástago C-Posible rotura de bulón D-Probación de fatiga	4	Desgaste de bujes, Desgastes de guías que ocasionan juegos radiales y axiales, Colisión leve entre elementos de compactación y revolver	3	Inspección mecánica para detectar sonidos extraños, Mediciones de vibraciones	7	84	Dar seguimiento a las inspecciones continuamente
Briquetadora Revolver	Biela	Dañados Bujes o cojinetes de superficie plana	A- Desalineamiento del elemento B-Aumento de vibraciones C-Posible daño y/o desgaste al cigüeñal D-Atoramiento del mecanismo	8	Fatiga del material, mal montaje, incumplimiento o de especificaciones	3	Inspección visual y auditiva, mediciones de vibraciones y temperatura	6	144	Crear histórico de funcionamiento del elemento



Briquetadora Revolver	Vástago	Deformación de vástago	A-Desgaste en las guías, B-Posible colisión con el revólver, C-Desgaste en la horquilla, D-Aumento de vibraciones , E-Recalentamiento de chumaceras F-Posible paro del equipo	4	Desalineamiento de la biela, desgaste excesivo, utilización del elemento más allá de su vida útil	3	Inspección visual y auditiva, mediciones de vibraciones y temperatura	7	84	Crear histórico de funcionamiento del elemento
Briquetadora Revolver	Vástago	Rotura de vástago	A-Equipo no cumple con el ciclo de compactación y/o sacado, B-Equipo parado	7	Fatiga del material, compactación de objetos extraños, colisión con revolver, error al montaje, desalineamiento	2	Inspección al armado del mecanismo, Sustitución del elemento	6	84	Inspecciones antes de operar el equipo
Briquetadora Revolver	Engranajes de transmisión al mecanismo cruz de malta	Deformados y/o dientes quebrados	A-Fallo en la transmisión de movimiento, B-Equipo no cumple ciclo de compactación, C-Colisión entre elementos de compactación y revolver, D-Paro del equipo	8	Error al montaje, desgaste prematura de dientes, falta de lubricante, fatiga del material, desbalance, cojinetes dañados	3	Inspección mecánica, diseño garantizado y simulado en AUTODEK INVENTOR	7	168	Exigir al personal mecánico montaje con forme especificaciones



## CAPITULO V- PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Briquetadora Revolver	Cruz de malta	Deformación de accionador y cruz de malta	A-Fallo en la transmisión de movimiento al revolver B-Equipo no cumple ciclo de compactación C-Posible colisión entre elementos de compactación y revolver D-Revisión del equipo	6	Error al montaje, desgaste prematura, fatiga del material, desbalance, cojinetes dañados	3	Inspección mecánica en operación y en montaje,	7	126	
Briquetadora Revolver	Cruz de malta	Dañado Cojinetes	A-Incremento de fricción y/o desgaste entre y rodamiento, B-Recalentamiento del rodamiento C-Desgaste excesivo en el eje	8	Fatiga del elemento, Poca lubricación, eje desalineado, presencia de suciedad entre las pistas internas del cojinete	3	Mediciones de vibraciones, Mediciones de Tº, inspección visual y auditiva.	6	144	Crear histórico de funcionamiento del equipo, inspección del montaje y prueba del equipo antes de ponerlo en operación





### 5.1.1. Análisis del Mantenimiento preventivo.

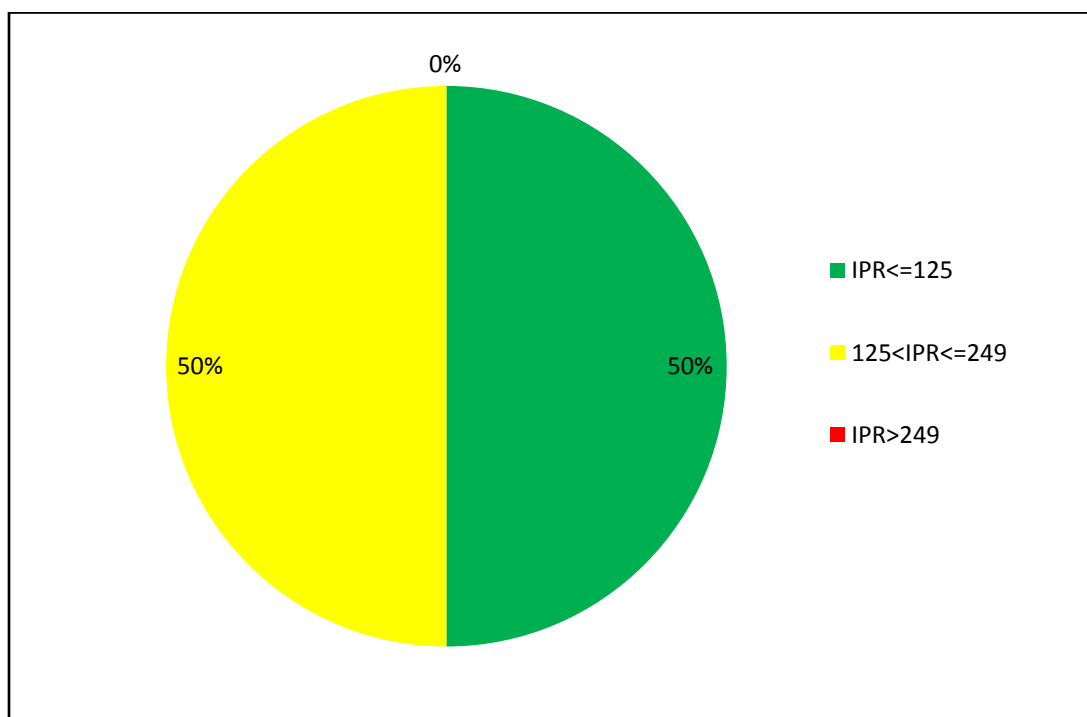
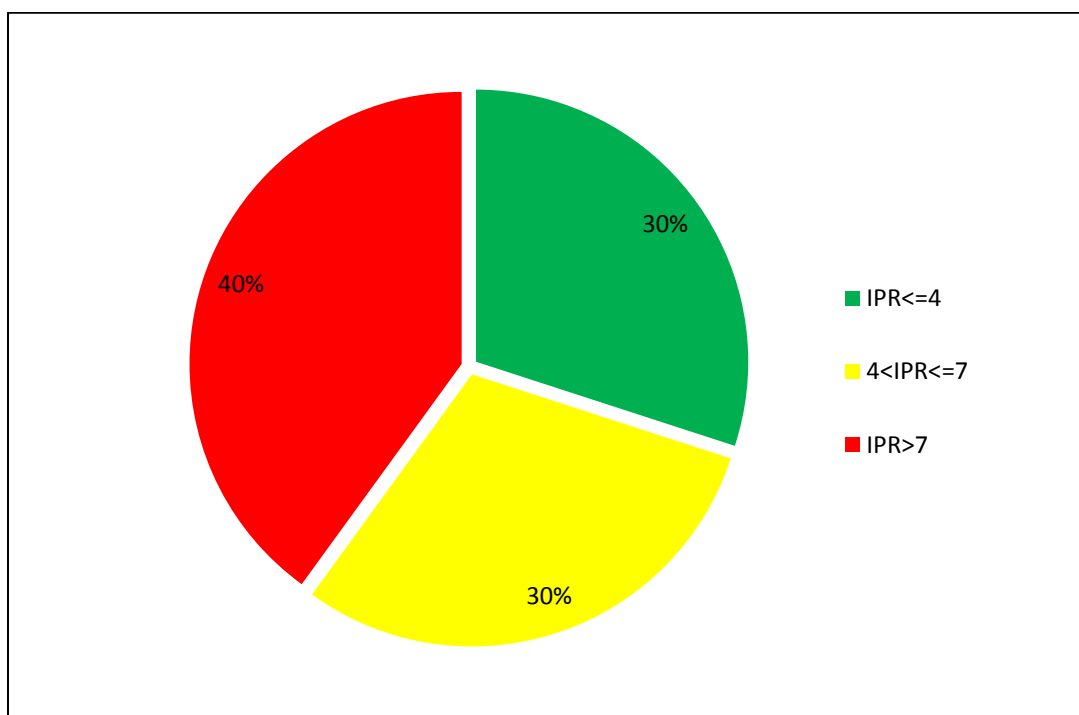


Figura 5.1 Distribución del IPR para la Briquetadora Revolver.

Como podemos observar en la gráfica de distribución de IPR se tiene **0%** de índice crítico que sería  $IPR > 249$ , lo que nos indica que se debe efectuar los seguimientos recomendados en el mantenimiento preventivo descrito anteriormente para que el equipo sea explotado de una manera eficiente. También se recomienda darle seguimiento al 50% de las componentes que están en el rango de puntuación  $125 < IPR \leq 249$  (Amarillo) para bajar las posibilidades de falla.



**Figura 5.1 Distribución de la SEV para los componentes de la briquetadora Revolver.**

En esta grafica se puede apreciar los porcentajes de los componentes que poseen una Severidad alta que son 40% y como se mencionó anteriormente deben ser investigados y tomar acciones. Una recomendación es tener un stop de repuestos con los elementos que estén involucrados en este rango, cabe señalar que la briquetadora revolver no ha sido construido por lo cual limita este análisis para determinar con mayor seguridad mediante pruebas de funcionamiento del equipo y queda para posteriores análisis en futuras investigaciones.



## CAPÍTULO VI

## PRESUPUESTO ESTIMADO PARA LA CONSTRUCCION DE LA BRIQUETADORA REVOLVER.

## 6.1. Listado de partes y costo de fabricación incluyendo el material y maquinado

A continuación se muestra una lista con la partes totales de la maquina diseñada, se debe considerar que los precios pueden variar dependiendo al deslizamiento de la moneda. En la primera casilla de cada fila se muestra el numero ítem para identificar la pieza, a continuación se muestra una pequeña descripción del elemento, posteriormente aparece el precio por unidad cotizada incluyendo lo siguiente: material, precio de maquinado y/o soldadura y mano de obra para obtener un aproximado de la pieza ya terminada, en la última casilla se tiene el precio extendido que depende de la cantidad. Estos montos fueron obtenidos realizando un estimado del material y cotizando en los talleres internos del Ingenio Montelimar NAVINIC y CAPSA.

Tabla 6.1 Precio de piezas de briquetadora revolver.

Ítem	Descripción	Precio Unitario Material/Maquinado	Cantidad	Precio Extend.
1	Cigüeñal armado	C\$ 12,941.05	1	C\$ 12,941.05
2	Pernos de Sujeción de codo de Comp.	C\$ 33.00	2	C\$ 66.00
3	Pernos de Sujeción de codo de Saque	C\$ 26.00	2	C\$ 52.00
4	Biela de compactación	C\$ 1,900.00	1	C\$ 1,900.00
5	Buje de bancadas de compactación	C\$ 1,500.00	1	C\$ 1,500.00
6	Buje de pie de biela	C\$ 230.00	1	C\$ 230.00
7	Horquilla de compactación	C\$ 800.00	1	C\$ 800.00
8	Bulón de compactación	C\$ 160.00	1	C\$ 160.00
9	Vástago de compactación	C\$ 1,230.00	1	C\$ 1,230.00
10	Punzón de compactación	C\$ 300.00	1	C\$ 300.00
11	Biela de sacado	C\$ 1,550.00	1	C\$ 1,550.00
12	Buje de bancadas de sacado	C\$ 1,200.00	1	C\$ 1,200.00
13	Buje de pie de biela	C\$ 180.00	1	C\$ 180.00
14	Horquilla de sacado	C\$ 500.00	1	C\$ 500.00
15	Bulón de sacado	C\$ 130.00	1	C\$ 130.00
16	Vástago de sacado	C\$ 950.00	1	C\$ 950.00
17	Punzón de sacado	C\$ 240.00	1	C\$ 240.00
18	Engranajes cónicos	C\$ 5,000.00	2	C\$ 10,000.00
19	Eje del accionador armado	C\$ 8,000.00	1	C\$ 8,000.00
20	Revolver armado	C\$ 6,700.00	1	C\$ 6,700.00
21	Soporte principal	C\$ 2,300.00	1	C\$ 2,300.00



22	Soporte central	C\$	2,100.00	1	C\$	2,100.00
23	Rodamiento SKF 22214 CC	C\$	1,717.23	2	C\$	3,434.46
24	Rodamiento de aguja SKF NKI 40/30	C\$	277.00	1	C\$	277.00
25	Rodamiento de bola SKF 61904	C\$	920.00	1	C\$	920.00
26	Rodamiento de rodillos cónicos SKF 32004x	C\$	1,008.00	1	C\$	1,008.00
27	Rodamiento de rodillos cónicos SKF 32006x	C\$	1,350.00	2	C\$	2,700.00
28	Tolva de alimentación	C\$	1,200.00	1	C\$	1,200.00
29	Bastidor armado	C\$	2,386.95	1	C\$	2,386.95
30	Moto-reductor Sumitomo	C\$	103,197.36	1	C\$	103,197.36
	Total en córdobas		-	-	c \$	168,152.82
	<b>Total en dólares tipo de cambio a la fecha de 26/02/14 (25.5255)</b>		-	-	\$	<b>6,587.64</b>

Como se puede ver en detalle la tabla 6.1. El monto aproximado en dólares sería: \$ **6,587.64** de acuerdo al deslizamiento actual, estos valores deben de tomarse únicamente como referencia y no como un precio final para la construcción de la BR, se debe de considerar que se pueden obtener mejores precios en otros talleres de Maquinado o mejor si se construye en los talleres de la facultad de tecnología de la industria (FTI) para efectos de ensayos y de adquisición de este prototipo.



## **CONCLUSIONES**

Las capacidades de la briquetadora revólver fueron concebidas en base a la selección tres materiales biomasa, serrín, cascarilla de café y cascarilla de arroz, sin embargo no significa que no sea capaz de compactar otros tipos de rastrojos o materiales, siempre y cuando se comporten de manera similar a los anteriormente mencionados. Únicamente es preciso realizar una identificación de las características de un nuevo material y evaluar la compatibilidad que tendrían estas con la máquina diseñada.

La ingeniería radica en el eterno debate entre ideas, lógica, teoría y experiencias para resolver los problemas y necesidades de cada día. Para asegurar por completo el éxito de un diseño mecánico, es necesaria la fabricación de un prototipo y someterlo a prueba según las capacidades ideadas. Hay que reconocer que hoy en día muchos problemas de ingeniería se resuelven por medio de la experiencia, e incluso mucha de la teoría resulta de ella, es por eso que a este diseño teórico sólo necesita su debida construcción.



## **RECOMENDACIONES**

Para una buena construcción de la briquetadora Revolver se deben de respetar las siguientes recomendaciones:

Para la construcción de un prototipo se pueden cambiar las características de diseño antes descritas y calculadas en el presente trabajo, pero deberá ser previamente justificada y notificada a los autores de este diseño por la entidad o personal a cargo de la construcción.

No se debe de sobrepasar la velocidad de diseño en rpm para el cigüeñal ya que aceleraría todo el proceso del equipo y es posible que se pierda la sincronía de los elementos mecánicos diseñados, además de acelerar la fatiga y desgaste de los mismos.

Una vez construida la maquina se recomienda montarla en una superficie plana, preferiblemente a alturas bajas si obstruir la salida de briquetas terminadas, se debe de fijar con espárragos o pernos las placas de anclajes de la briquetadora a la base de montaje.

La entidad a cargo de pruebas y ensayos del prototipo puede mejorar con resultados el plan de mantenimiento preventivo y proponer un plan de mantenimiento rutinario y registros de control de mantenimiento para que sean efectuados a tiempos necesarios.



## **1. Bibliografía**

Microsoft® Encarta® 2009. © 1993-2008 Microsoft Corporation. Reservados todos los derechos.

Fundamentos de mecánica técnica. M. S Movnin, A. B. Izraelit, A. G Rubashkin. Editorial MIR Moscow

Dibujo industrial. A Chevalier. 2006, Editorial Limusa, S.A. Grupo noriega editores.

Dibujo técnico. Frederick E. Giesecke, Alva Mitchell, Henry Cecil Spencer, Ivan Leroy Hill, 2002, Editorial Limusa, S. A. Grupo noriega editores.

Mott, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, 4ta ed. Mexico, Prentice Hall, 2006.

SKF, Catalogo General. Editorial Stamperia Artística Nazionale. Italia 1994

Shigley, Joseph E. Mischke, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. 6ta ed. Mexico, Mcgraw Hill, 2002.

## **2. Linkcografia**

<http://www.gvepinternational.org/es/business/Ficha-T%C3%A9cnica-de-Tecnolog%C3%ADas?gclid=CJae47PO47ICFQcGnQodF3AAew>

[http://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=11&ved=0CG4QFjAK&url=http%3A%2F%2Fwww.infomadera.net%2Fuploads%2Farticulos%2Farchivo\\_89\\_16075.pdf&ei=sYlrUJ3yLZCI9gScxIHVDg&usg=AFQjCNEKGfvseKz4ojppf\\_ZVwKtbCfM1wQ&sig2=ZphvhlQF4qGVAAtM9TbCqOQ](http://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=11&ved=0CG4QFjAK&url=http%3A%2F%2Fwww.infomadera.net%2Fuploads%2Farticulos%2Farchivo_89_16075.pdf&ei=sYlrUJ3yLZCI9gScxIHVDg&usg=AFQjCNEKGfvseKz4ojppf_ZVwKtbCfM1wQ&sig2=ZphvhlQF4qGVAAtM9TbCqOQ)

### 1.5 Resultados de Ensayos de Compactación:

#	Peso de Briqueta (g)	Diametro de Molde	Carga (lbf)	Presión (Kgf/cm <sup>2</sup> )	Presión (Mpa)	Resultado Inmediato
1	80	70	15,370	181.16	177.66	Fallo
2	80	70	10,700	126.12	123.68	Fragil
3	60	55	10,000	190.92	187.23	Fragil
4	80	70	11,100	130.83	128.30	Fragil
5	60	55	10,580	202.00	198.09	Fragil
6	80	70	20,310	239.39	234.76	Fragil
7	60	55	19,840	378.79	371.47	Fragil
8	80	70	10,710	126.23	123.79	Fallo
9	60	55	11,490	219.37	215.13	Fragil
10	80	70	10,270	121.05	118.71	Fragil
11	60	55	10,610	202.57	198.65	Fragil
12	80	70	21,060	248.22	243.43	Fragil
13	47	55	20,920	399.41	391.69	Fragil
14	80	70	9,970	117.51	115.24	Solida
15	60	55	10,590	202.19	198.28	Solida
16	80	70	5,340	62.94	61.72	Solida
17	38	55	2,780	53.08	52.05	Solida
18	80	70	20,170	237.73	233.14	Fallo
19	50	55	20,160	384.90	377.46	Fallo
20	50	55	20,040	382.61	375.21	Fallo
21	80	70	3,850	45.38	44.50	Fragil
22	24	55	4,020	76.75	75.27	Fragil
23	80	70	10,250	120.81	118.48	Semisólida
24	50	55	9,760	186.34	182.74	Semisólida
25	80	70	20,980	247.28	242.50	Semisólida
26	60	55	20,280	387.19	379.71	Semisólida
27	80	70	10,270	121.05	118.71	Solida
28	60	55	2,040	38.95	38.20	Solida
29	80	70	4,740	55.87	54.79	Solida
30	53	55	1,990	37.99	37.26	Solida
31	80	70	5,100	60.11	58.95	Semisólida
32	53	55	1,990	37.99	37.26	Semisólida
33	80	70	10,000	117.87	115.59	Solida
34	55	55	5,000	95.46	93.62	Solida
35	55	55	5,000	95.46	93.62	Solida
36	80	70	10,000	117.87	115.59	Solida
37	80	70	10,110	119.16	116.86	Fallo
38	60	55	9,970	190.35	186.67	Fallo
39	80	70	29,570	348.53	341.79	Fallo

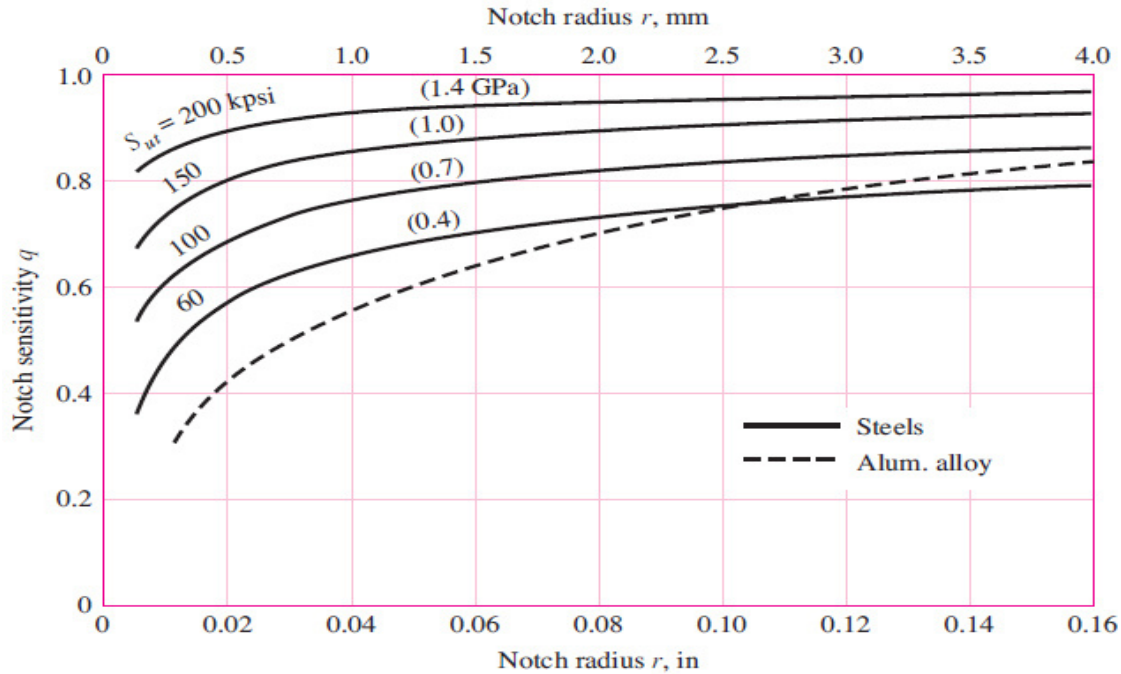


### 1.6 Resultados de Integridad 24 y 48 horas después del proceso.

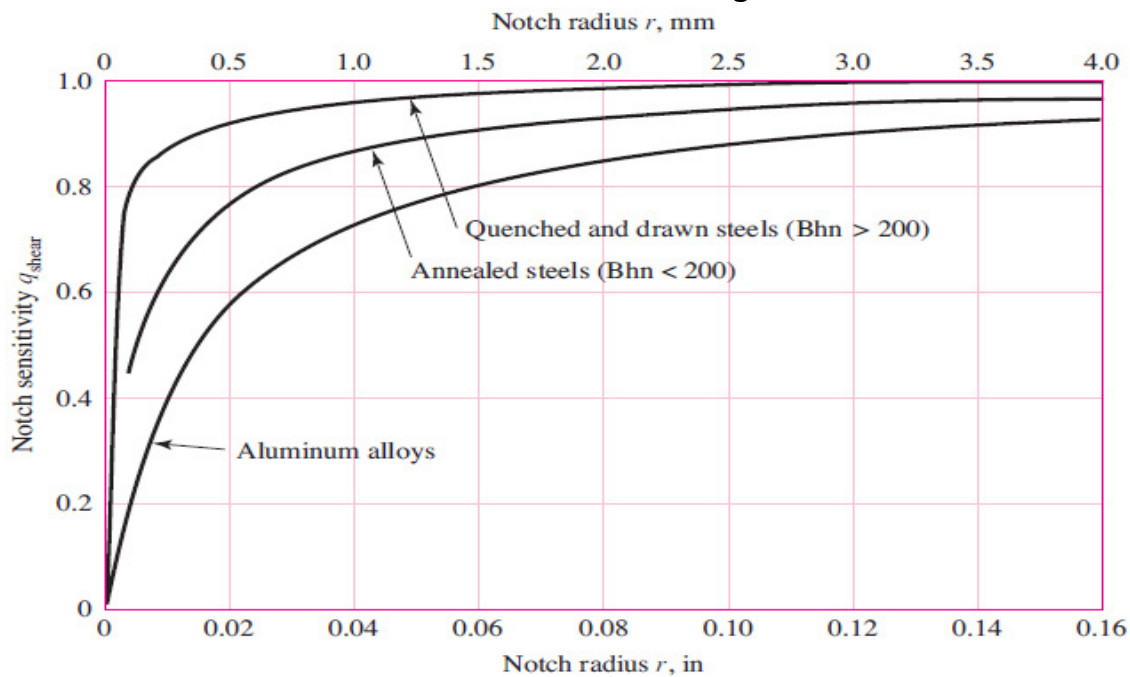
#	Resultado Inmediato	Resultado 24hrs Despues	Resultado 48hrs Despues
1	Fallo	Fallo	Fallo
2	Fragil	Fallo	Fallo
3	Fragil	Fallo	Fallo
4	Fragil	Fallo	Fallo
5	Fragil	Fallo	Fallo
6	Fragil	Desboronada	Fallo
7	Fragil	Fragil	Fallo
8	Fallo	Desboronada	Fallo
9	Fragil	Desboronada	Fallo
10	Fragil	Semisólida	Fallo
11	Fragil	Semisólida	Fallo
12	Fragil	Semisólida	Fallo
13	Fragil	Semisólida	Fallo
14	Solida	Solida	Solida
15	Solida	Solida	Solida
16	Solida	Solida	Solida
17	Solida	Solida	Solida
18	Fallo	Fallo	Fallo
19	Fallo	Fallo	Fallo
20	Fallo	Fallo	Fallo
21	Fragil	Fallo	Fallo
22	Fragil	Fallo	Fallo
23	Semisólida	Semisólida	Semisólida
24	Semisólida	Semisólida	Semisólida
25	Semisólida	Semisólida	Semisólida
26	Semisólida	Semisólida	Semisólida
27	Solida	Solida	Solida
28	Solida	Solida	Solida
29	Solida	Solida	Solida
30	Solida	Solida	Solida
31	Semisólida	Semisólida	Semisólida
32	Semisólida	Semisólida	Semisólida
33	Solida	Solida	Semisólida
34	Solida	Solida	Semisólida
35	Solida	Solida	Semisólida
36	Solida	Solida	Semisólida
37	Fallo	Fallo	Fallo
38	Fallo	Fallo	Fallo
39	Fallo	Fallo	Fallo

## Anexo 2 Referencias para Cálculos

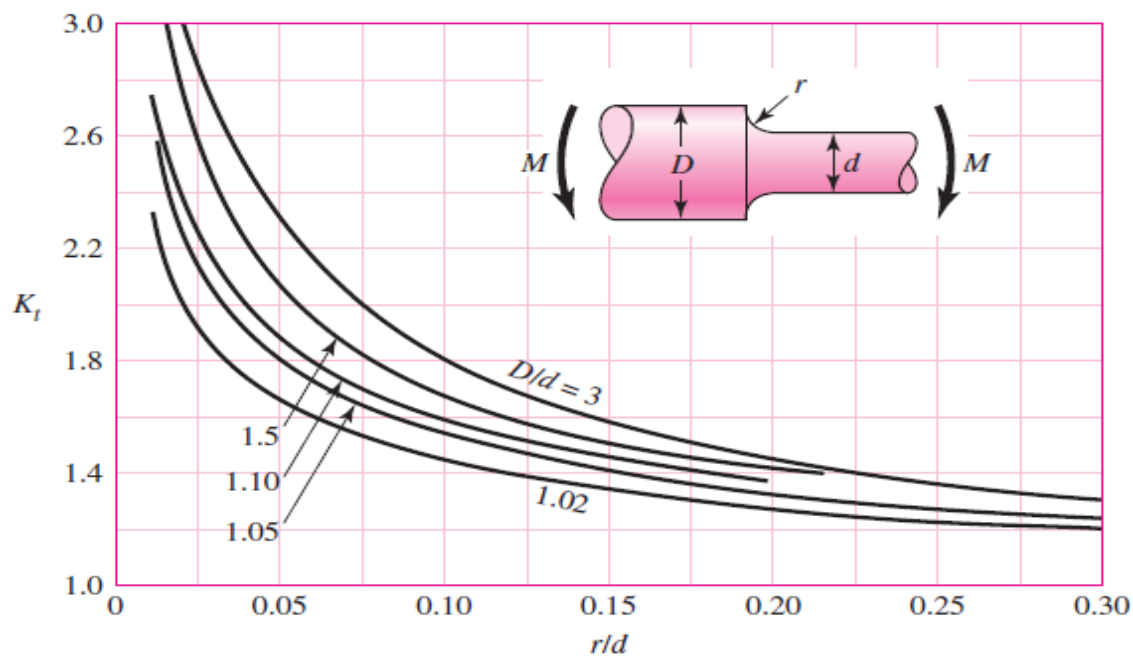
### 2.1 Sensibilidad en la Muesca sometidos a Cargas de Flexión Inversa y Cargas Axiales Inversas.



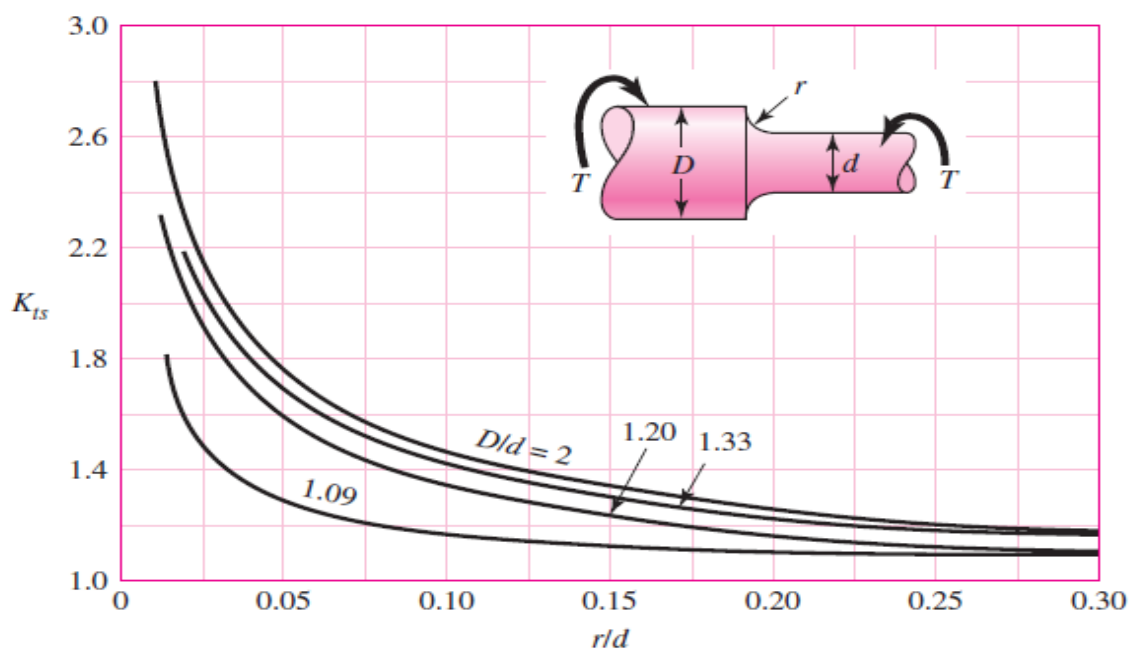
### 2.2 Sensibilidad en la Muesca sometidos a Cargas de Torsión Inversa.



### 2.3 Factor de Concentración de Esfuerzo Teórico para la Flexión.



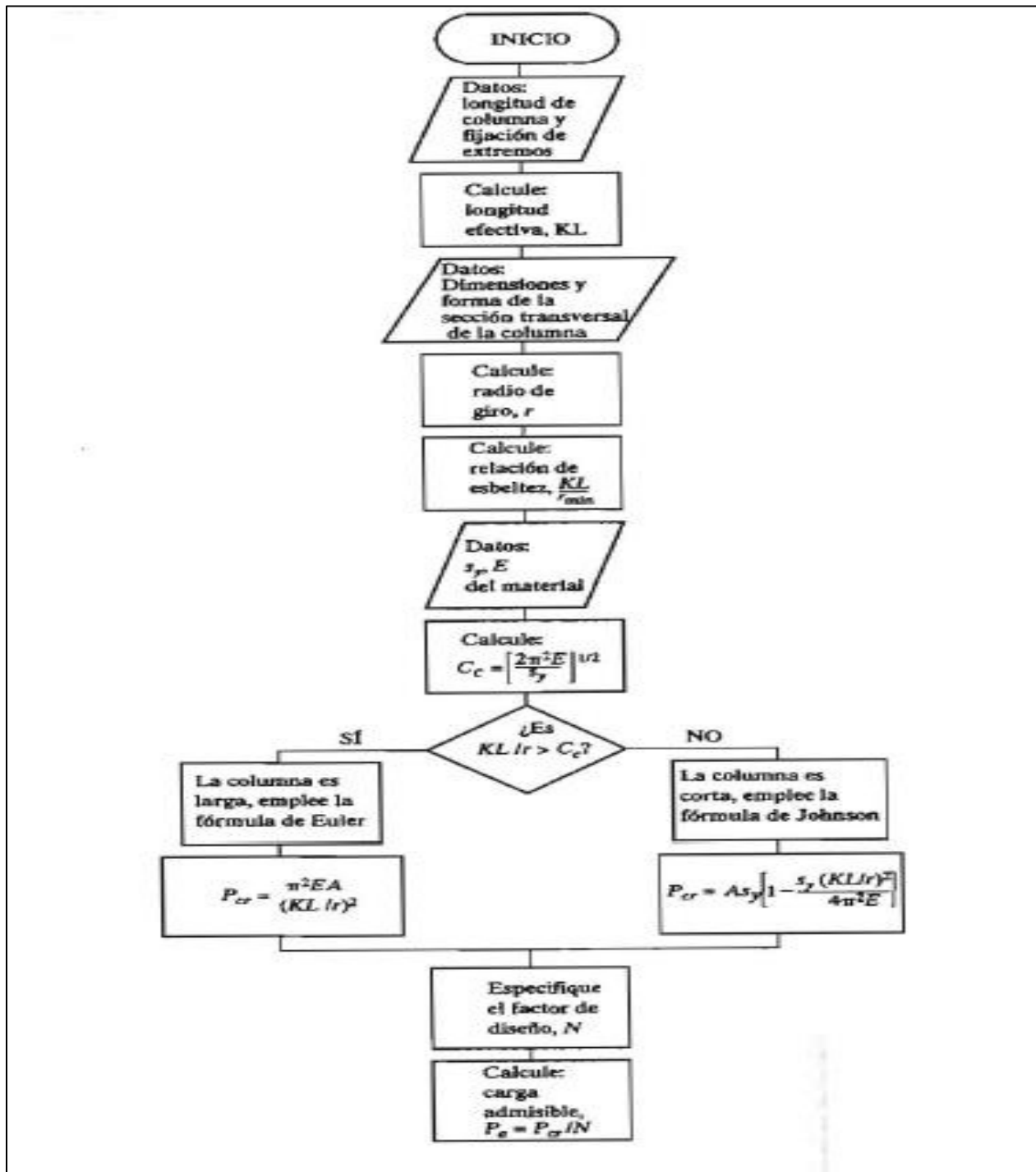
### 2.4 Factor de Concentración de Esfuerzo Teórico para la Torsión.



## 2.5 Factor $K_d$ de modificación del límite de resistencia por acción de la temperatura.

Temperature, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperature, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

## 2.6 Método para el diseño de columnas.





## 2.7 Tabla de tolerancias para ejes.

Intervalo de tamaño nominales (pulg)	Clase FI1			Clase FI2			Clase FI3			Clase FI4		
	Limite de interferencia	Limite normales		Limite de interferencia	Limite normales		Limite de interferencia	Limite normales		Limite de interferencia	Limite normales	
		Orificio	Eje		Orificio	Eje		Orificio	Eje		Orificio	Eje
0 - 0.12	0.05 0.5	+0.25 -0	+0.5 +0.3	0.2 0.85	+0.4 -0	+0.85 +0.6				0.3 0.95	+0.4 -0	+0.95 +0.7
0.12 - 0.24	0.1 0.6	+0.3 -0	+0.6 +0.4	0.2 1.0	+0.5 -0	+1.0 +0.7				0.4 1.2	+0.5 -0	+1.2 +0.9
0.24 - 0.40	0.1 0.75	+0.4 -0	+0.75 +0.5	0.4 1.4	+0.6 -0	+1.4 +1.0				0.6 1.6	+0.6 -0	+1.6 +1.2
0.40 - 0.56	0.1 0.8	+0.4 -0	+0.8 +0.5	0.5 1.6	+0.7 -0	+1.6 +1.2				0.7 1.8	+0.7 -0	+1.8 +1.4
0.56 - 0.71	0.2 0.9	+0.4 -0	+0.9 +0.6	0.5 1.6	+0.7 -0	+1.6 +1.2				0.7 1.8	+0.7 -0	+1.8 +1.4
0.71 - 0.95	0.2 1.1	+0.5 -0	+1.1 +0.7	0.6 1.9	+0.8 -0	+1.9 +1.4				0.8 2.1	+0.8 -0	+2.1 +1.6
0.95 - 1.19	0.3 1.2	+0.5 -0	+1.2 +0.8	0.6 1.9	+0.8 -0	+1.9 +1.4	0.8 2.1	+0.8 -0	+2.1 +1.6	1.0 2.3	+0.8 -0	+2.3 +1.8
1.19 - 1.58	0.3 1.3	+0.6 -0	+1.3 +0.9	0.8 2.4	+1.0 -0	+2.4 +1.8	1.0 2.6	+1.0 -0	+2.6 +2.0	1.5 3.1	+1.0 -0	+3.4 +2.8
1.58 - 1.97	0.4 1.4	+0.6 -0	+1.4 +1.0	0.8 2.4	+1.0 -0	+2.4 +1.8	1.2 2.8	+1.0 -0	+2.8 +2.2	1.8 3.4	+1.0 -0	+3.4 +2.8
1.97 - 2.56	0.6 1.8	+0.7 -0	+1.8 +1.3	0.8 2.7	+1.2 -0	+2.7 +2.0	1.3 3.2	+1.2 -0	+3.2 +2.5	2.3 4.2	+1.2 -0	+4.2 +3.5
2.26 - 3.15	0.7 1.9	+0.7 -0	+1.9 +1.4	1.0 2.9	+1.2 -0	+2.9 +2.2	1.8 3.7	+1.2 -0	+3.7 +3.0	2.8 4.7	+1.2 -0	+4.7 +4.0
3.15 - 3.94	0.9 2.4	+0.9 -0	+2.4 +1.8	1.4 3.7	+1.4 -0	+3.7 +2.8	2.1 4.4	+1.4 -0	+4.4 +3.5	3.6 5.9	+1.4 -0	+5.9 +5.0
3.94 - 4.13	1.1 2.6	+0.9 -0	+2.6 +2.0	1.6 3.9	+1.4 -0	+3.9 +3.0	2.6 4.9	+1.4 -0	+4.9 +4.0	4.6 6.9	+1.4 -0	+6.9 +6.0



## 2.8 Tabla de altura del cordón de soldadura según el espesor.

Espesor de la más gruesa de las partes unidas mm (pulg.)		Tamaño <sup>1</sup> mínimo del filete mm (pulg.)
menor o igual que 6.3	( $\leq \frac{1}{4}$ )	3.2 ( $\frac{1}{8}$ )
más de 6.3 hasta 12.7	( $\frac{1}{4}$ a $\frac{1}{2}$ )	4.8 ( $\frac{3}{16}$ )
más de 12.7 hasta 19.1	( $\frac{1}{2}$ a $\frac{3}{4}$ )	6.3 ( $\frac{1}{4}$ )
mayor que 19.1	( $> \frac{3}{4}$ )	7.9 ( $\frac{5}{16}$ )
<sup>1</sup> Dimensión de la pierna del filete de soldadura. Deben usarse soldaduras depositadas en un solo paso.		

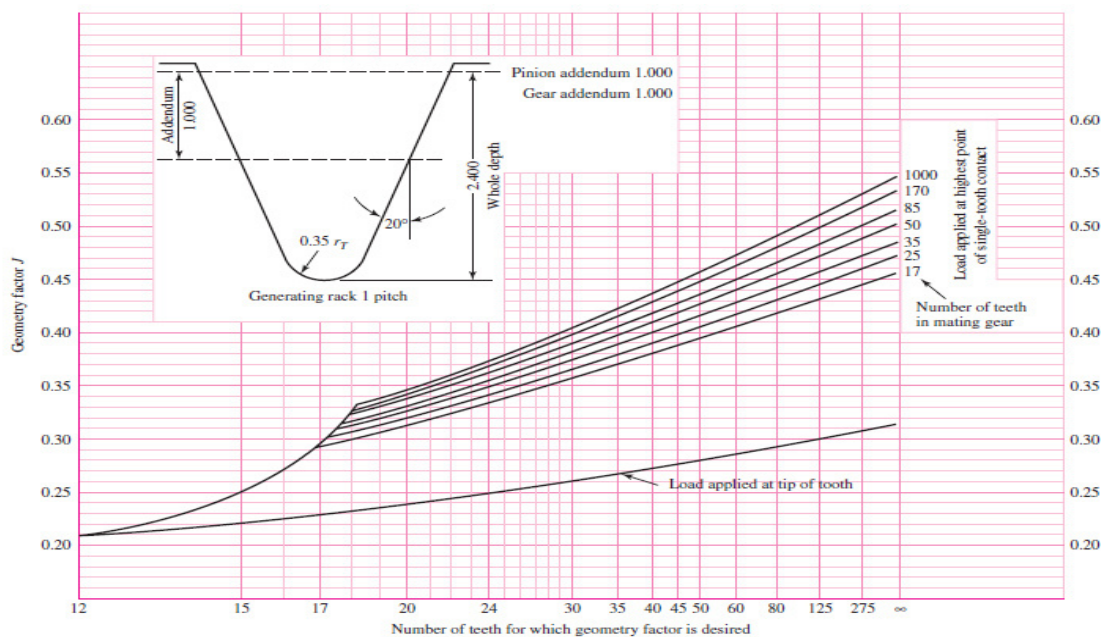
## 2.9 Grados métricos de acero para pernos.

Grado	Tamaño del perno	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia de fluencia (MPa)	Resistencia de prueba (MPa)
4.6	M5-M36	400	240	225
4.8	M1.6-M16	420	340 <sup>a</sup>	310
5.8	M5-M24	520	415 <sup>a</sup>	380
8.8	M17-M36	830	660	600
9.8	M1.6-M16	900	720 <sup>a</sup>	650
10.9	M6-M36	1040	940	830
12.9	M1.6-M36	1220	1100	970
<sup>a</sup> Las resistencias de fluencia son aproximadas, y no se incluyen en la norma.				

## 2.10 Dimensiones de Roscas Métricas.

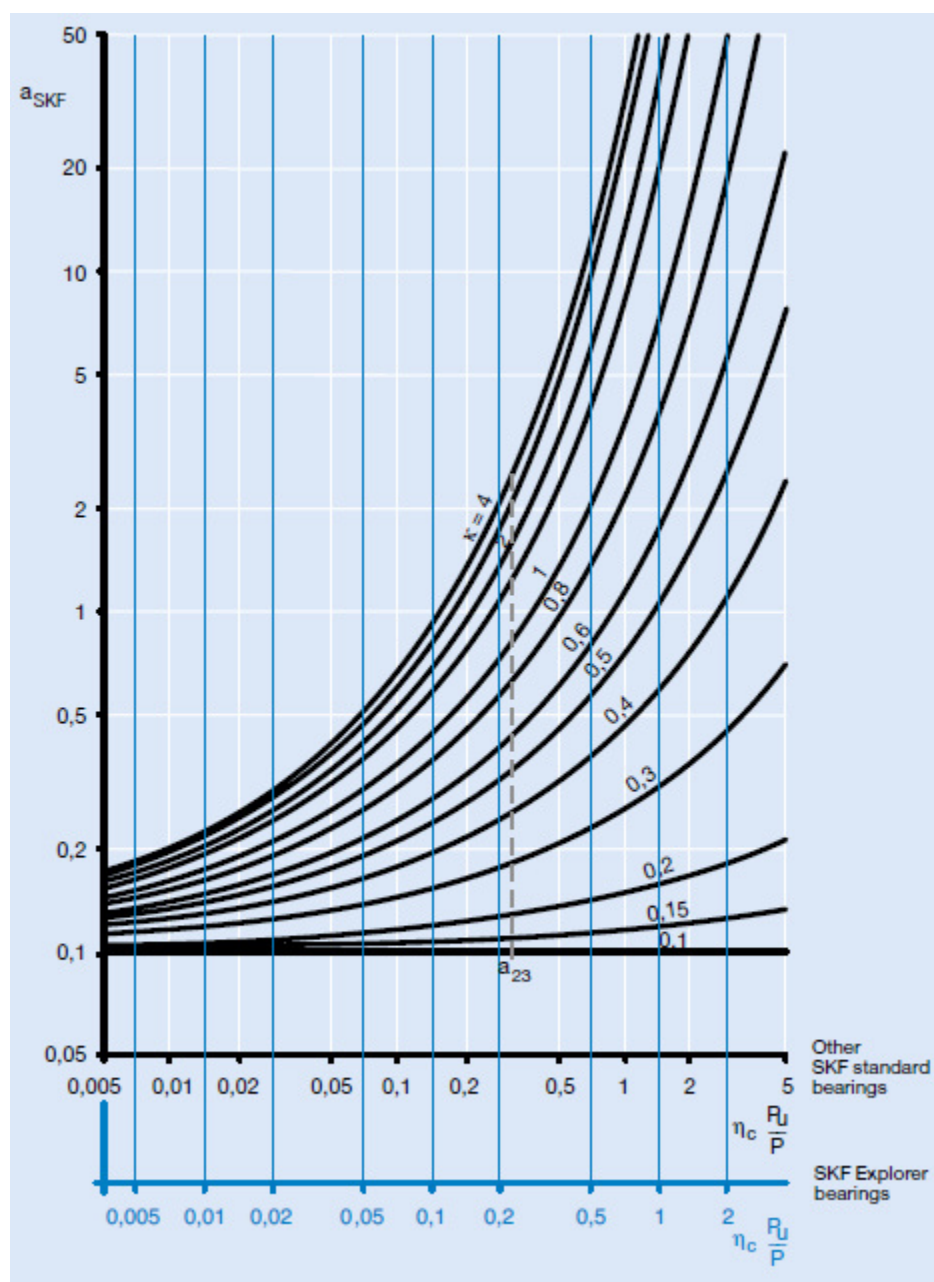
Roscas gruesas			Roscas finas	
Diámetro mayor básico (mm)	Paso (mm)	Área de esfuerzo de tensión (mm <sup>2</sup> )	Paso (mm)	Área de esfuerzo de tensión (mm <sup>2</sup> )
1	0.25	0.460		
1.6	0.35	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	0.25	2.45
2.5	0.45	3.39	0.35	3.70
3	0.5	5.03	0.35	5.61
4	0.7	8.78	0.5	9.79
5	0.8	14.2	0.5	16.1
6	1	20.1	0.75	22.0
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	3	865
42	4.5	1121		
48	5	1473		

## 2.11 Factor de Geometría YJ, el gráfico pertenece a AGMA 218.01





## 2.12 Factor $a_{SKF}$ para cojinetes de rodillos a cargas radiales.



### 2.13 Propiedades de los Aceros Estructurales.

Designación del material (número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)	
A36	$t \leq 8$ pulg	58	400	36	250	21
A242	$t \leq 3/4$ pulg	70	480	50	345	21
A242	$t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	67	460	46	315	21
A242	$t \leq 4$ pulg	63	435	42	290	21
A500	Tubo estructural formado en frío, redondo o de otras formas					
	Redondo, grado A	45	310	33	228	25
	Redondo, grado B	58	400	42	290	23
	Redondo, grado C	62	427	46	317	21
	Otra forma, grado A	45	310	39	269	25
	Otra forma, grado B	58	400	46	317	23
	Otra forma, grado C	62	427	50	345	21
A501	Tubo estructural formado en ca- liente, redondo o de otras formas	58	400	36	250	23
A514	Templado y revenido, $t \leq 2\frac{1}{2}$ pulg	110-130	760-895	100	690	18%
A572	42, $t \leq 6$ pulg	60	415	42	290	24
A572	50, $t \leq 4$ pulg	65	450	50	345	21
A572	60, $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	75	520	60	415	18
A572	65, $t \leq 1\frac{1}{4}$ pulg	80	550	65	450	17
A588	$t \leq 4$ pulg	70	485	50	345	21
A992	Perfiles W	65	450	50	345	21

Nota: ASTM A572 es uno de los aceros de alta resistencia y baja aleación (HSLA), y sus propiedades son similares a las del acero SAE J410b, especificadas por la SAE.

## 2.14 Dimensiones en pulgadas de motoreductor.

Model	Motor		Without Brake					Appx Wt (lb)	With Brake							Appx Wt (lb)
	HP	Pole	C	O	AB	L	MP		C	O	AB	L	MP	MS	MT	
CHHM05-6160/5DCY	1/2	4	23.07	13.74	5.04	2.32	4.88	216	24.49	13.74	5.04	3.58	4.88	2.40	-	221
CHHM08-6160/5DCY	3/4	4	24.65	13.74	5.43	3.82	5.83	225	26.34	13.74	5.43	5.51	5.83	3.66	4.17	232
CHHM1-6160/5DCY	1	4	24.65	13.74	5.43	3.82	5.83	225	26.34	13.74	5.43	5.51	5.83	3.66	4.17	232
CHHM1H-6160/5DCY	1.5	4	25.94	13.74	5.63	3.94	6.30	234	28.39	13.74	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	245
CHHM2-6160/5DCY	2	4	25.94	13.74	5.63	3.94	6.30	234	28.39	13.74	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	245
CHHM3-6160/5DCY	3	4	26.73	13.74	5.91	4.13	6.81	243	29.21	13.74	5.91	6.61	6.81	4.76	4.88	258
CHHM5-6160/5DCY	5	4	27.64	13.74	6.54	5.00	8.35	265	30.47	13.74	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	287
CHHM8-6160/5DCY	7.5	4	29.37	13.74	6.54	5.00	8.35	280	32.20	13.74	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	302
CHHM05-6170/5DCY	1/2	4	24.92	16.38	5.04	2.32	4.88	291	26.34	16.38	5.04	3.58	4.88	2.40	-	295
CHHM08-6170/5DCY	3/4	4	26.50	16.38	5.43	3.82	5.83	300	28.19	16.38	5.43	5.51	5.83	3.66	4.17	306
CHHM1-6170/5DCY	1	4	26.50	16.38	5.43	3.82	5.83	300	28.19	16.38	5.43	5.51	5.83	3.66	4.17	306
CHHM1H-6170/5DCY	1.5	4	27.80	16.38	5.63	3.94	6.30	309	30.24	16.38	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	320
CHHM2-6170/5DCY	2	4	27.80	16.38	5.63	3.94	6.30	309	30.24	16.38	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	320
CHHM3-6170/5DCY	3	4	28.58	16.38	5.91	4.13	6.81	318	31.06	16.38	5.91	6.61	6.81	4.76	4.88	333
CHHM5-6170/5DCY	5	4	29.49	16.38	6.54	5.00	8.35	340	32.32	16.38	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	362
CHHM8-6170/5DCY	7.5	4	31.22	16.38	6.54	5.00	8.35	355	34.06	16.38	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	377
CHHM1-6180/5DBY	1	4	28.86	17.76	5.43	3.82	5.83	417	30.55	17.76	5.43	5.51	5.83	3.66	4.17	423
CHHM1H-6180/5DBY	1.5	4	30.16	17.76	5.63	3.94	6.30	426	32.60	17.76	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	437
CHHM2-6180/5DBY	2	4	30.16	17.76	5.63	3.94	6.30	426	32.60	17.76	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	437
CHHM3-6180/5DBY	3	4	30.94	17.76	5.91	4.13	6.81	432	33.43	17.76	5.91	6.61	6.81	4.76	4.88	448
CHHM5-6180/5DBY	5	4	31.85	17.76	6.54	5.00	8.35	454	34.69	17.76	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	476
CHHM8-6180/5DBY	7.5	4	33.58	17.76	6.54	5.00	8.35	470	36.42	17.76	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	492
CHHM10-6180/5DBY	10	4	34.49	17.76	8.31	5.63	9.88	503	38.23	17.76	8.31	9.37	9.88	6.69	7.17	542
CHHM15-6180/5DBY	15	4	36.85	17.76	8.31	5.63	9.88	534	40.59	17.76	8.31	9.37	9.88	6.69	7.17	573
CHHM1-6190/5DAY	1	4	31.22	20.91	5.43	3.82	5.83	549	32.91	20.91	5.43	5.51	5.83	3.66	4.17	556
CHHM1H-6190/5DAY	1.5	4	32.52	20.91	5.63	3.94	6.30	558	34.96	20.91	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	569
CHHM2-6190/5DAY	2	4	32.52	20.91	5.63	3.94	6.30	558	34.96	20.91	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	569
CHHM3-6190/5DAY	3	4	33.31	20.91	5.91	4.13	6.81	567	35.79	20.91	5.91	6.61	6.81	4.76	4.88	582
CHHM5-6190/5DAY	5	4	34.21	20.91	6.54	5.00	8.35	589	37.05	20.91	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	611
CHHM8-6190/5DAY	7.5	4	35.94	20.91	6.54	5.00	8.35	604	38.78	20.91	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	626
CHHM5-6195DBY	5	4	34.84	20.91	6.54	5.00	8.35	604	37.68	20.91	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	626
CHHM8-6195DBY	7.5	4	36.57	20.91	6.54	5.00	8.35	620	39.41	20.91	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	642
CHHM10-6195DBY	10	4	37.48	20.91	8.31	5.63	9.88	653	41.22	20.91	8.31	9.37	9.88	6.69	7.17	692
CHHM15-6195DBY	15	4	39.84	20.91	8.31	5.63	9.88	684	43.58	20.91	8.31	9.37	9.88	6.69	7.17	723
CHHM20-6195DBY	20	4	43.39	20.91	9.13	11.61	12.76	798	46.93	20.91	9.13	15.16	12.76	8.66	-	871

### 2.14.1. Lubricación

Ambient Temperature		ChevronTexaco	Exxon Oil	Mobil Oil	Shell Oil	BP Oil
°F	°C					
14 to 41°	-10 to 5	EP Gear Compound 68	Spartan EP 68	Mobilgear 600 XP 68 (ISO VG 68)	Omala Oil 68	Energol GR-XP 68
32 to 95°	0 to 35	EP Gear Compound 100, 150	Spartan EP100 EP150	Mobilgear 600 XP 100, 150 (ISO VG 100, 150)	Omala Oil 100, 150	Energol GR-XP 100 GR-XP 150
86 to 122°	30 to 5	EP Gear Compound 220, 320, 460	Spartan EP 220 EP320 EP 460	Mobilgear 600 XP 200, 320, 460 (ISO VG 220, 460)	Omala Oil 220, 320, 460	Energol GR-XP 220 GR-XP 320 GR-XP 460



## COTIZACION F14-0382NI

PBX (502) 2312 1700  
Fax: (502) 2312 1799  
E-Mail: [rhaeckel@componentes.com.gt](mailto:rhaeckel@componentes.com.gt)  
[www.componentes.com.gt](http://www.componentes.com.gt)

PARA: **CONSORCIO NAVIERA NICARAGUENSE - INGENIO MONTELIMAR.**  
ATTN: LESVIN ULLOA / LESTER MORAN  
DE: MARVIN REYES CARCACHE

FECHA: 05/03/2014  
PAGS: 1

Estimados Ingenieros Ulloa / Moran:

Atendiendo solicitud, Componentes Industriales S.A, tienen el agrado de presenta oferta de un Motorreductor Sumitomo para el accionamiento de una compactadora de bagazo, en cantidad y especificaciones indicadas:

LINEA	CTD	DESCRIPCION	Unidad	TOTAL
1	1	<p>Morreductor marca Sumitomo, montaje horizontal con las siguientes características de operacion, modelo <b>CHHMS5-6175DCYB-121</b> S=Respiradero Water Proof. Velocidad en el eje del reductor: 14.5 RPM. Torque: 19500 Libras-Pulgadas. Capacidad Mecanica: 7.15 HP. @ 1750 RPM a la entrada. Factor de Sercio: 1.43 (<b>Usando un motor 5 HP</b>). Motor electrico marca Sumitomo, 5 HP, 1750 RPM, TEFC, Trifasico, alimentacion 230-460 VAC 60 Hz, alta eficiencia, Frame 184T.</p> <p><b>El precio total de la oferta incluye:</b> 1 Reductor Sumitomo. 1 Motor electrico Sumitomo.</p> <p><b>Nota:</b> 1- Sumitomo garantiza que el equipo ha sido correctamente seleccionado para que cumpla con las exigencias de operación demandada por la aplicacion. 2- Sumitomo Certifica garantía por defectos de fabricación, por un período de 24 meses, después de la puesta en marcha, o 12 meses después de la entrega, prevaleciendo lo primero que ocurra, desde que, todas las piezas sustituidas en este período sean originales SUMITOMO. La garantía no cubre piezas por desgastes natural. 3- Para cubrir garantía es necesario que un representante de Sumitomo supervise la instalación y puesta en marcha del o los equipos. 4- Sumitomo garantiza Asistencia Técnica, en los períodos que el cliente lo requiera. La aistencia técnica es gratuita.</p>	\$4,028.00	\$4,028.00
<b>TOTAL .....</b>				<b>\$4,028.00</b>

### Terminos de entrega y pago:

Precios: En Dólares de Estados Unidos de Norte América.

Tiempo de entrega: 3 Semanas en Guatemala.

Términos de pago: 30 Días de crédito a partir de la fecha de facturación.

Forma de pago: VIA TRANSFERENCIA BANCARIA A NOMBRE DE **COMPONENTES INDUSTRIALES S.A.**

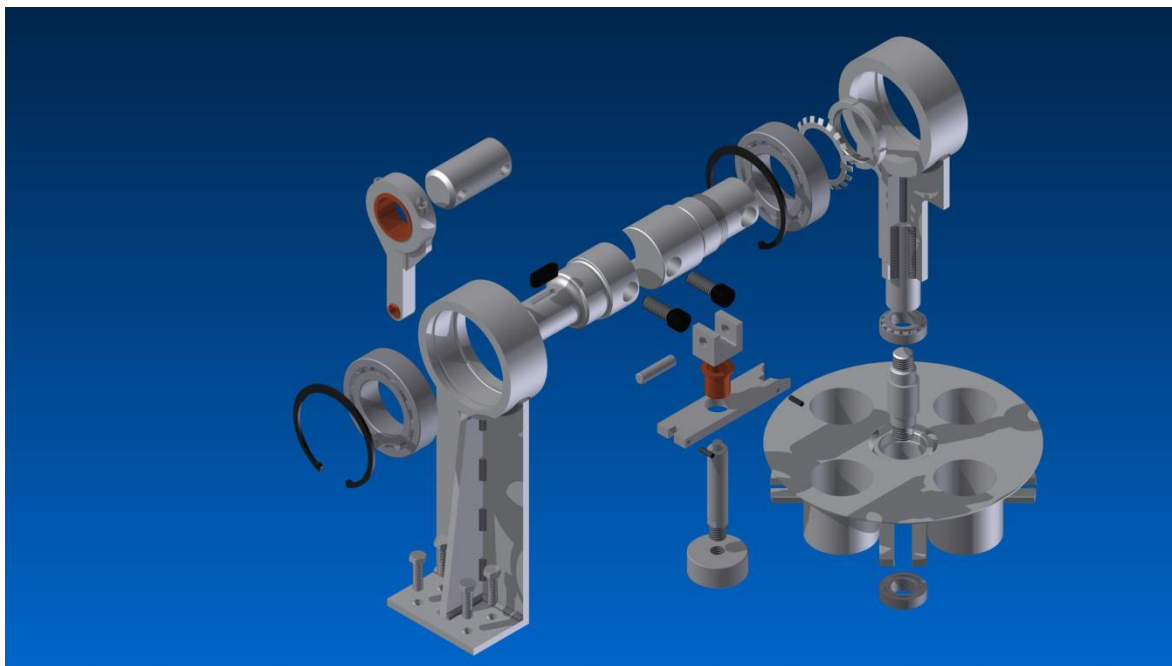
Hacer orden de compra a nombre de: **COMPONENTES INDUSTRIALES S.A.**

Enviar su orden de compra a los correos electrónicos: [ventasni@componentes.com.gt](mailto:ventasni@componentes.com.gt) y al [reyescefni@yahoo.es](mailto:reyescefni@yahoo.es)

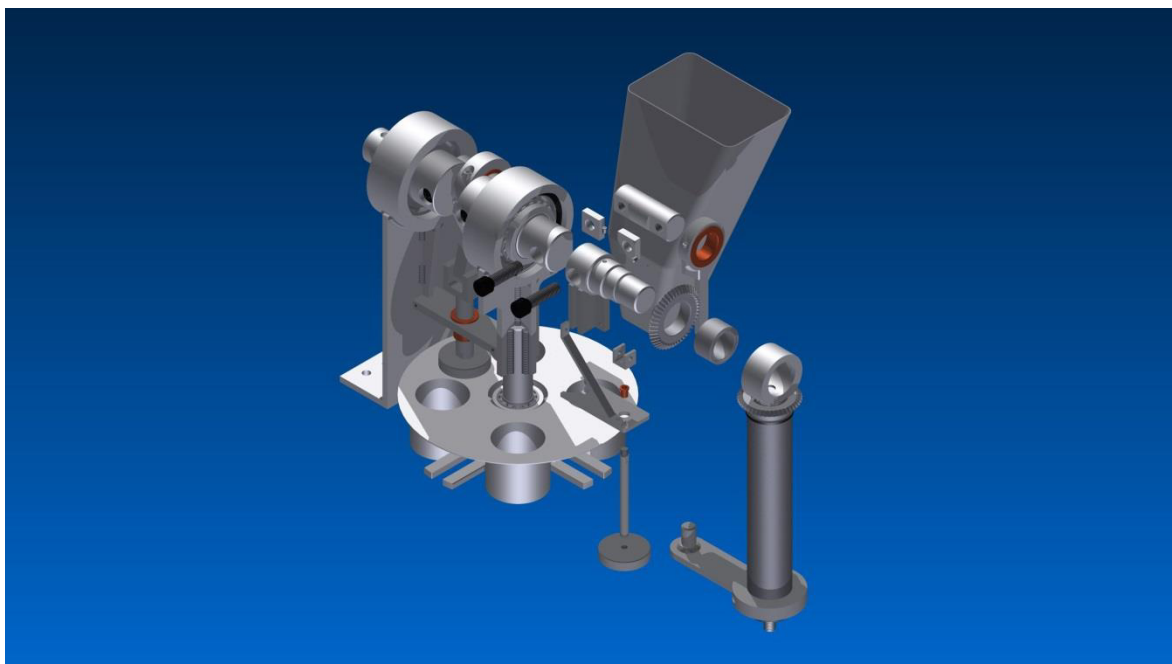
Atentamente,  
Marvin Reyes Carcache  
Ventas Nicaragua  
Componentes Industriales, S.A.  
Telefono: (505) 8695-8980  
Teléfono: (505) 8676-8083  
E-Mail: [ventasni@componentes.com.gt](mailto:ventasni@componentes.com.gt)  
E-Mail: [reyescefni@yahoo.es](mailto:reyescefni@yahoo.es)

## Anexo 3 Planos de Ensamble y Planos de Partes

### 3.1 Ensamble del conjunto de Compactación



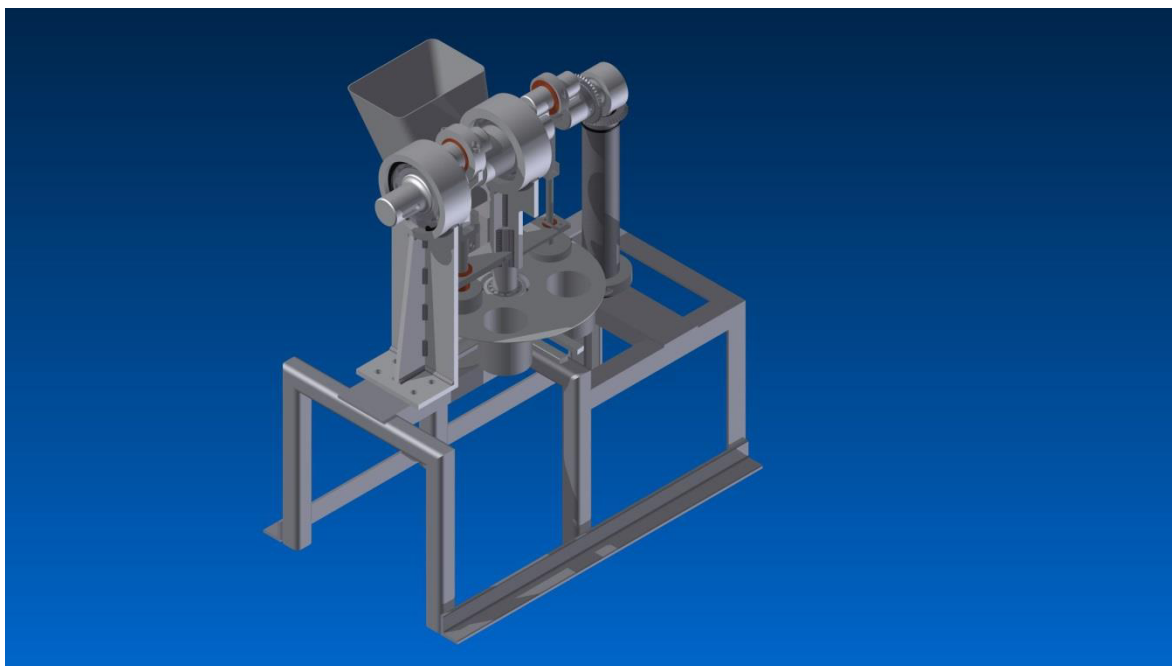
### 3.2 Ensamble del conjunto de sacado



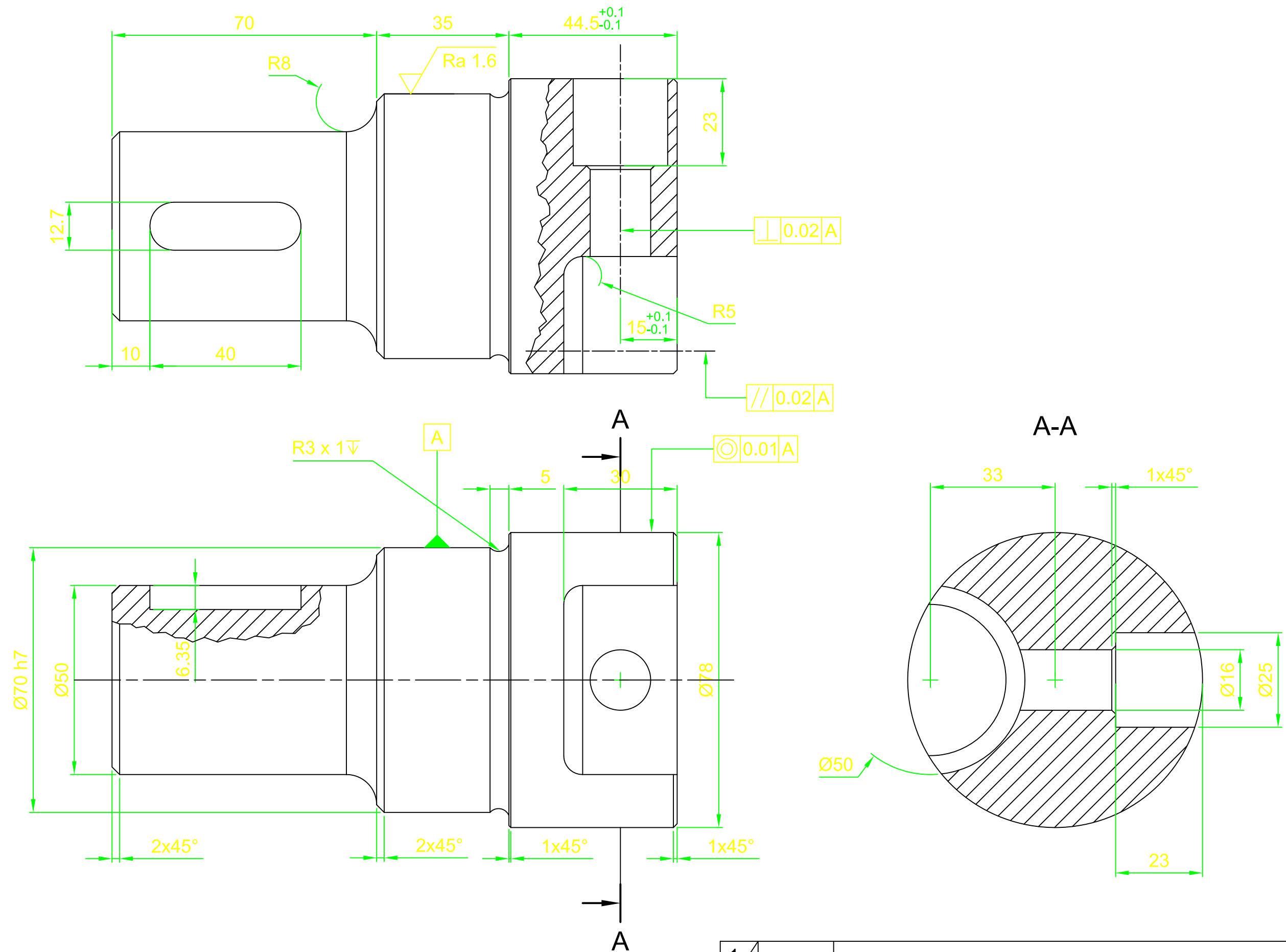
### 3.3 Ensamble del conjunto del Accionador



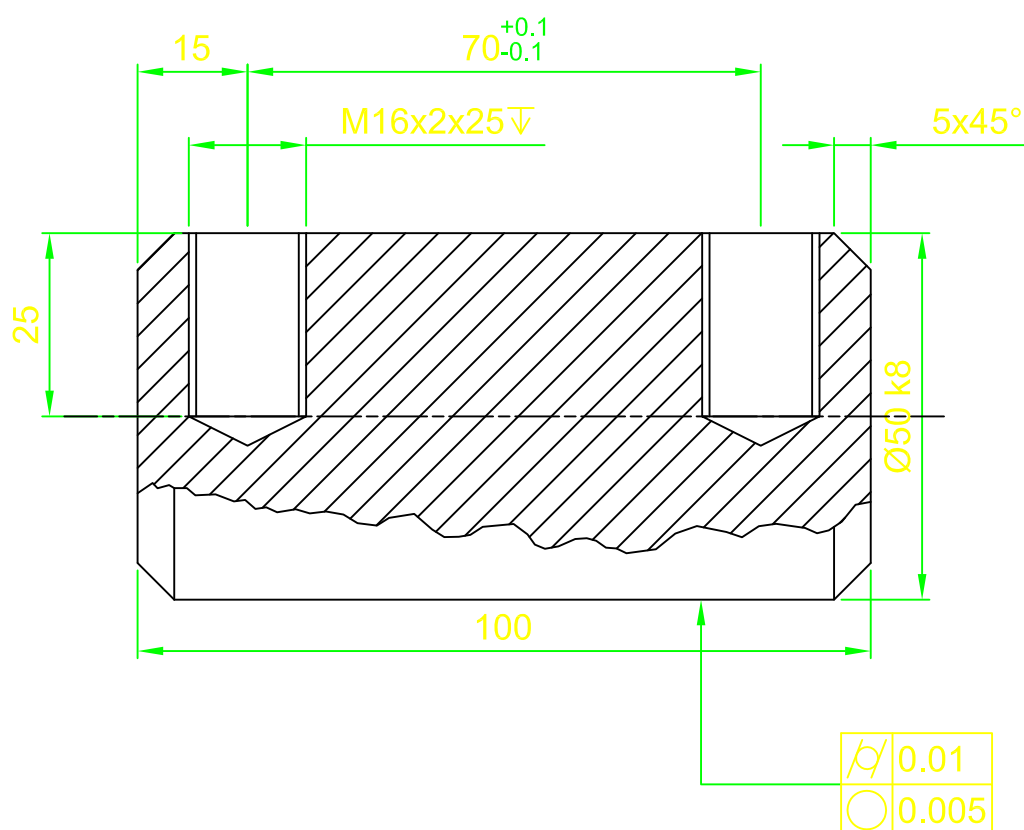
### 3.4 Maquina Completamente Ensamblada






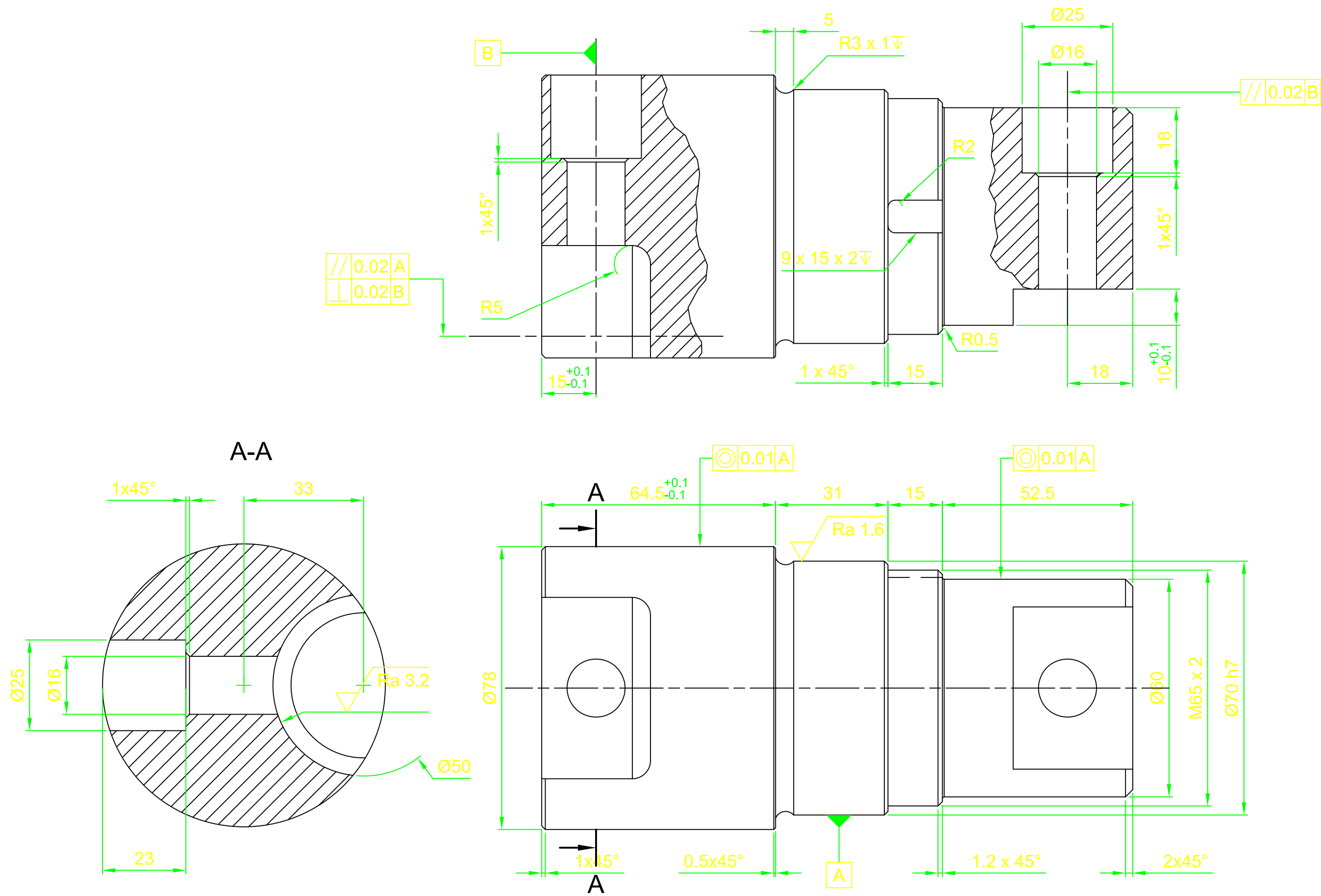



1/49	Eje Transmisor de Potencia				
Elaborado: Rivera, Morán		02/12/13			
Revisado: Urbina William					



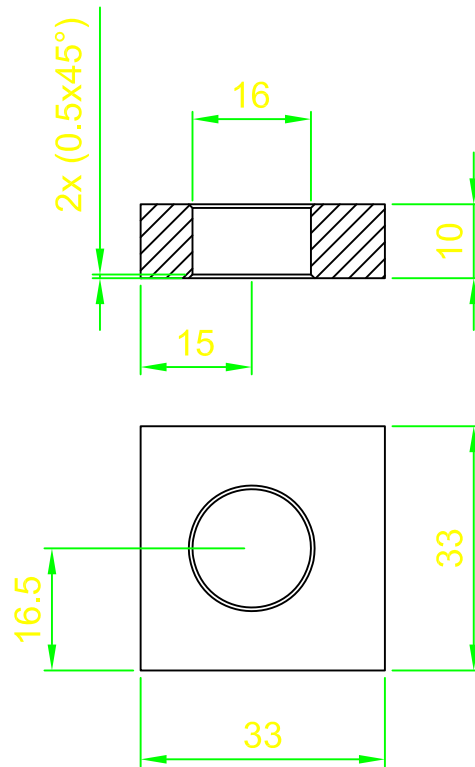
2/49	Codo Biela Comapactación				
Elaborado:	Rivera, Morán	02/12/13			1:1
Revisado:	Urbina William				




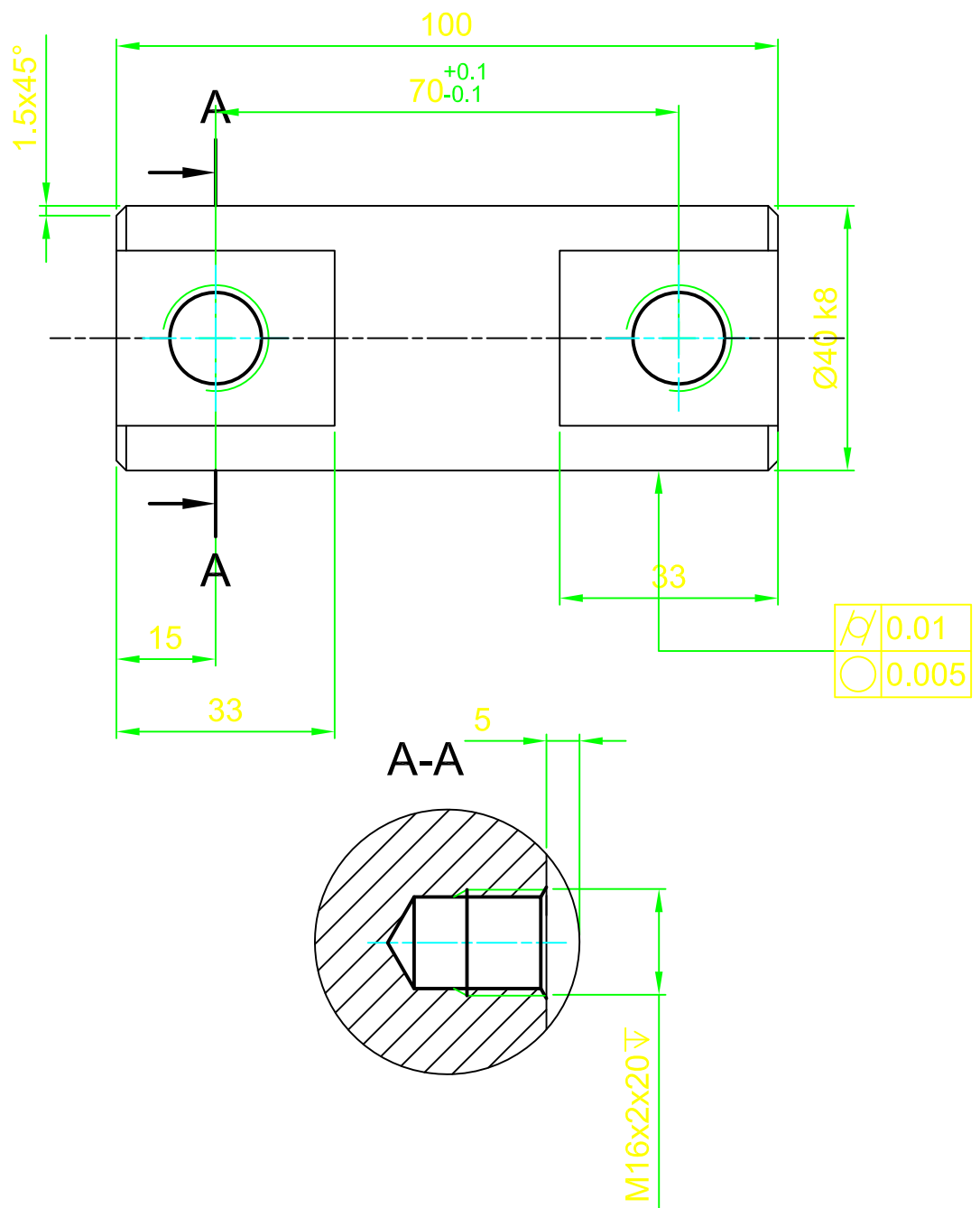



3/49	Eje de Apoyo Central				
Elaborado:	Rivera, Morán	02/12/13			
Revisado:	Urbina William				

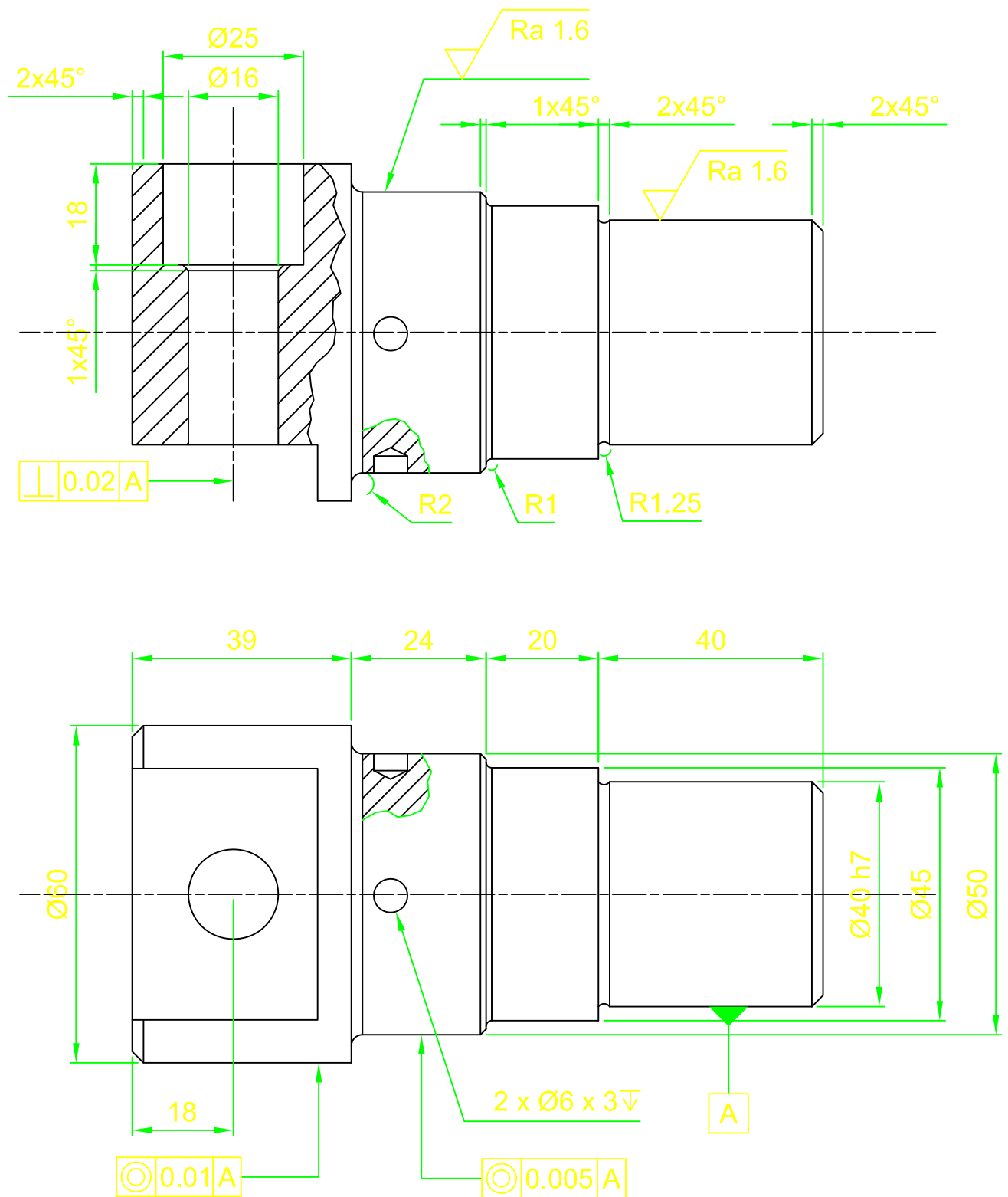
1:1




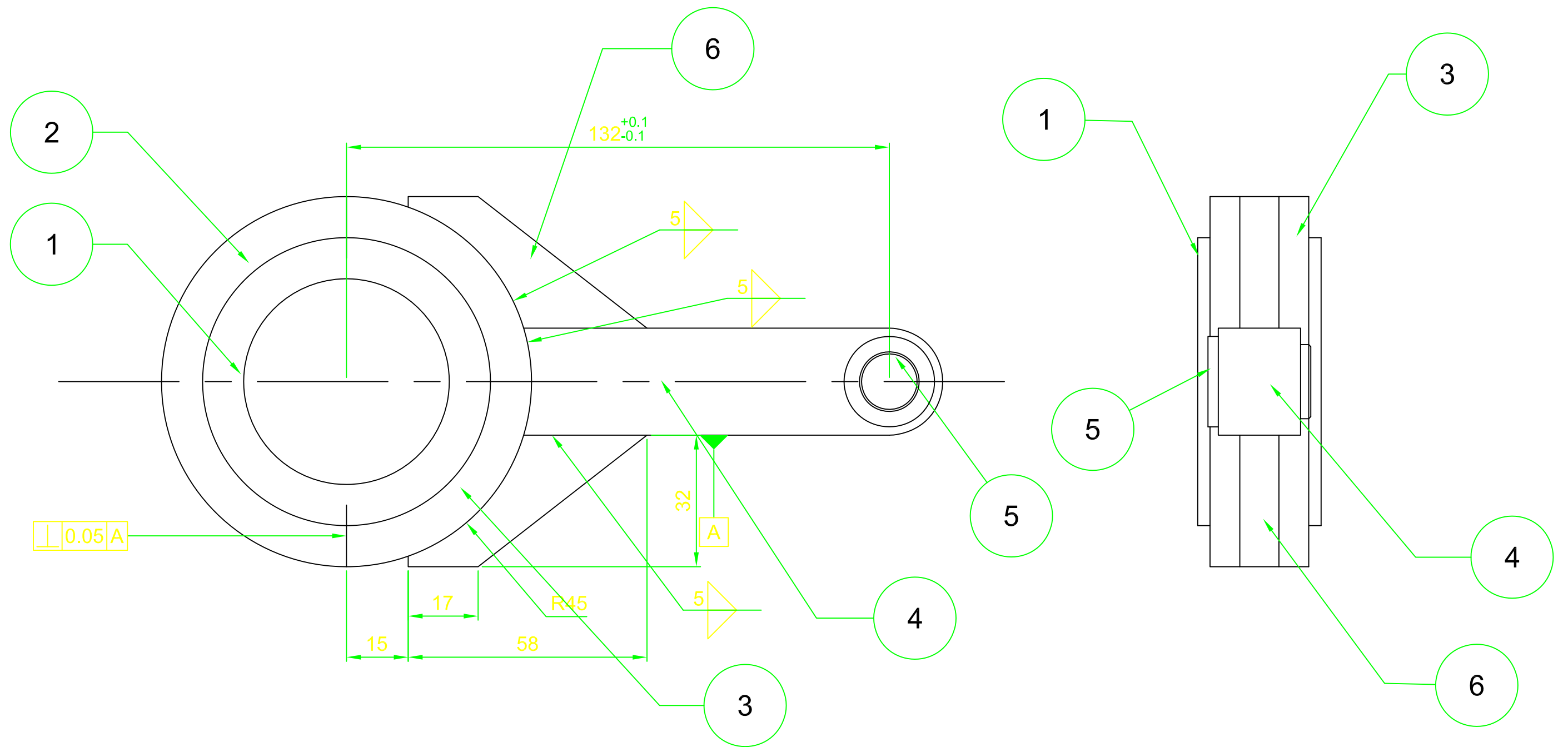
4/49		Espaciadores				
Elaborado: Rivera, Morán		02/12/13			1:1	
Revisado: Urbina William						




5/49	Codo de Biela de Saque				
Elaborado: Rivera, Morán		02/12/13			1:1
Revisado: Urbina William					

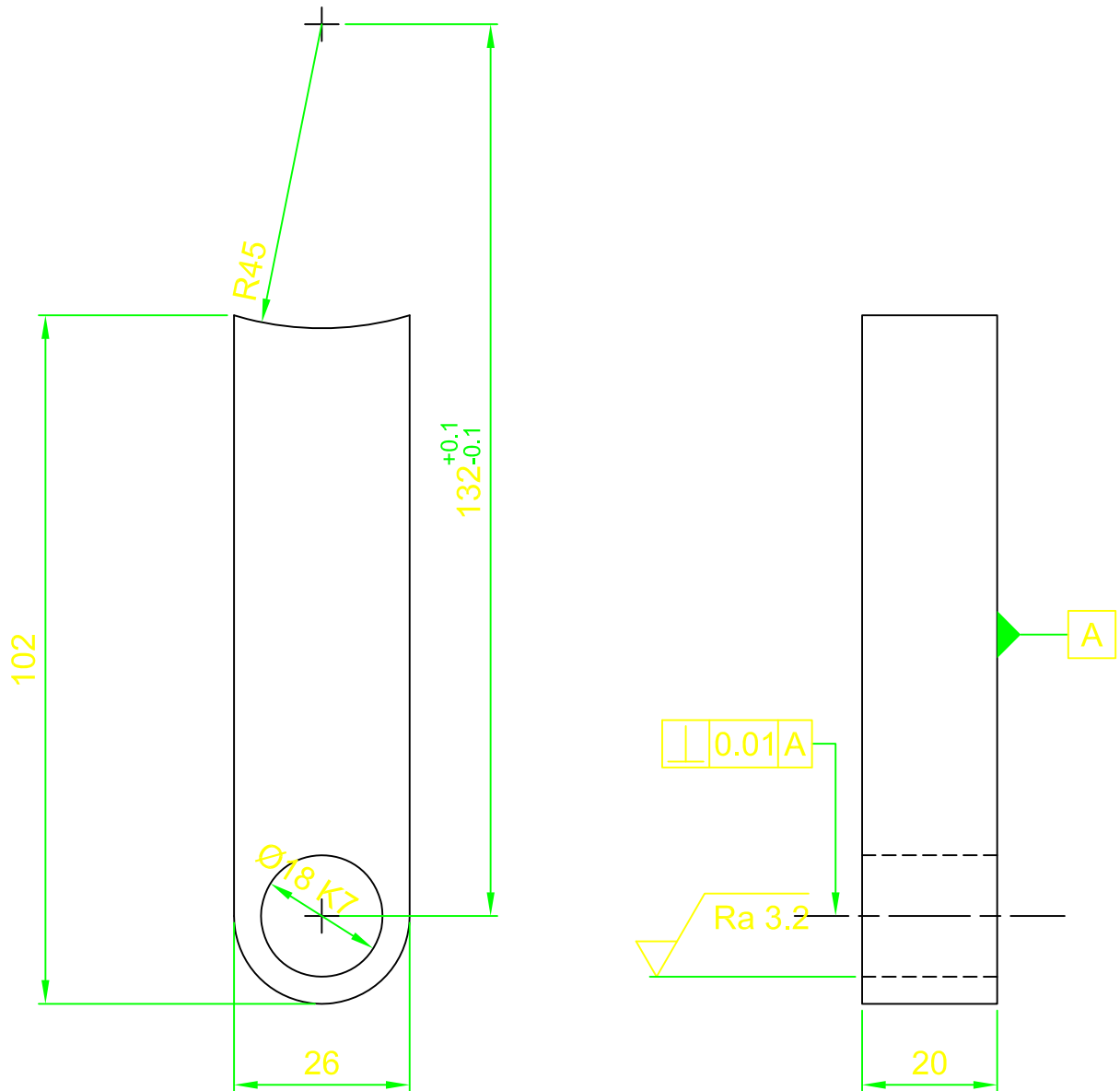



6/49	Eje del Engranaje				
Elaborado: Rivera, Morán	02/12/13				
Revisado: Urbina William					
					1:1



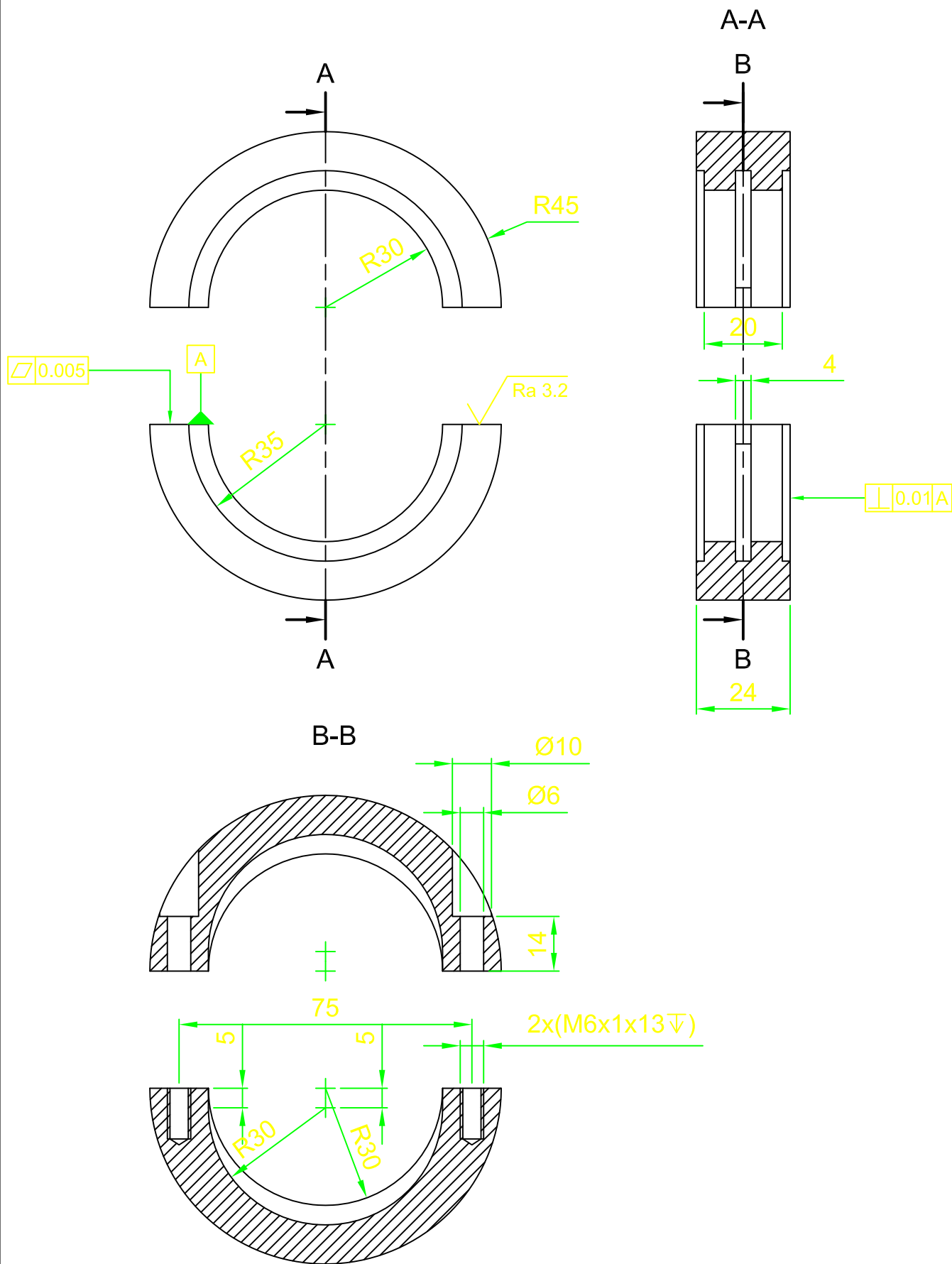
Item	Qty	Name
1	1	Buje de Biela
2	1	Bancada Superior
3	1	Bancada Inferior
4	1	Pie de Biela
5	1	Buje de Pie de Biela
6	1	Nervios de Soporte


7/49	Biela de Compactación				
Elaborado:	Rivera, Morán	02/12/13			
Revisado:	Urbina William				
					1:1

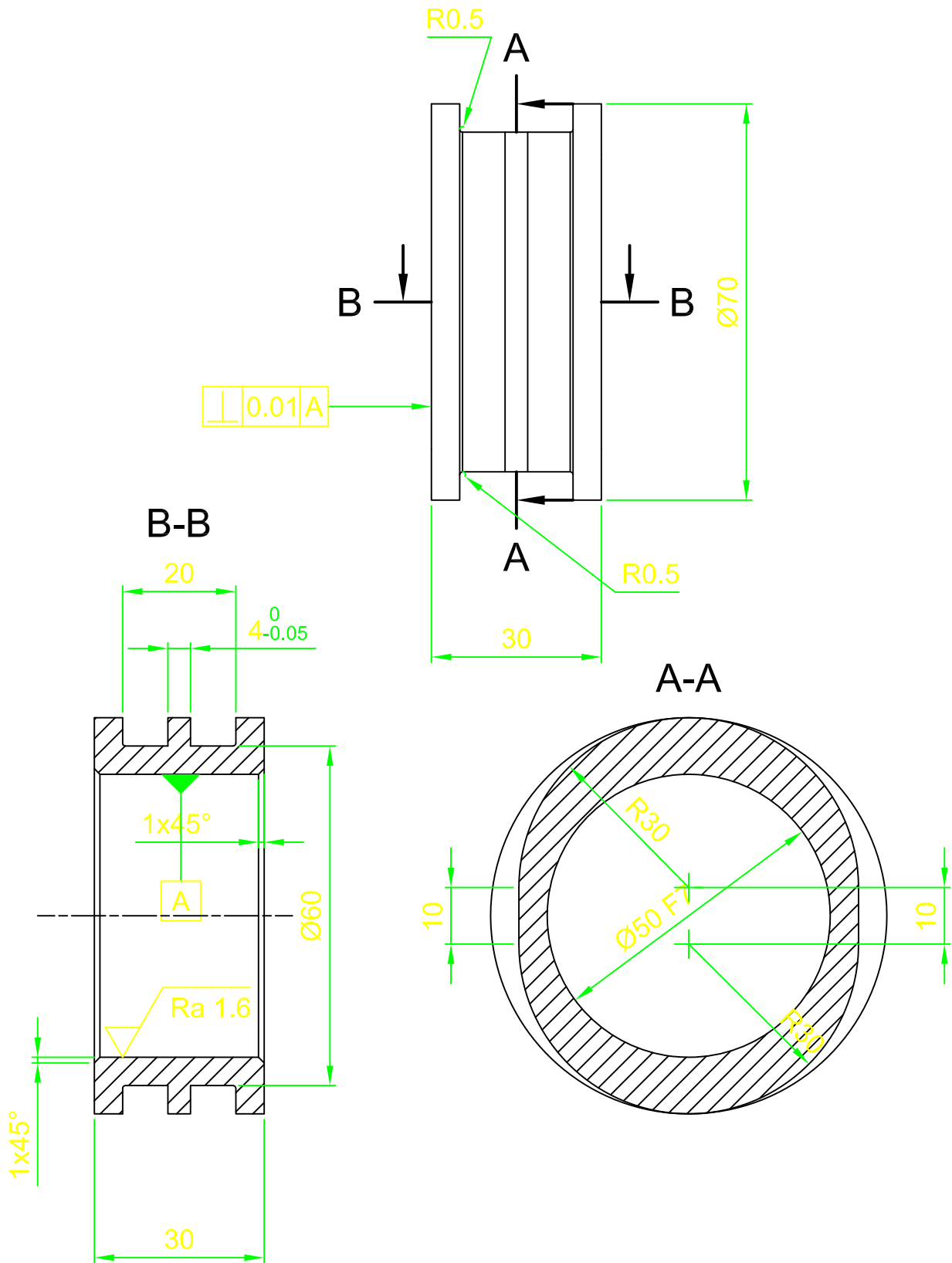


8/49		Pie de Biela Compactación			
Elaborado:	Rivera, Morán	02/12/13			
Revisado:	Urbina William				

1:1



9/49	Bancadas Biela				
Elaborado:	Rivera, Morán	02/12/13			3:4
Revisado:	Urbina William				



10/49

## Buje de Biela



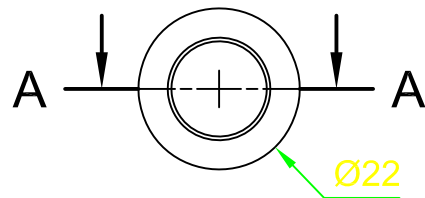
Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

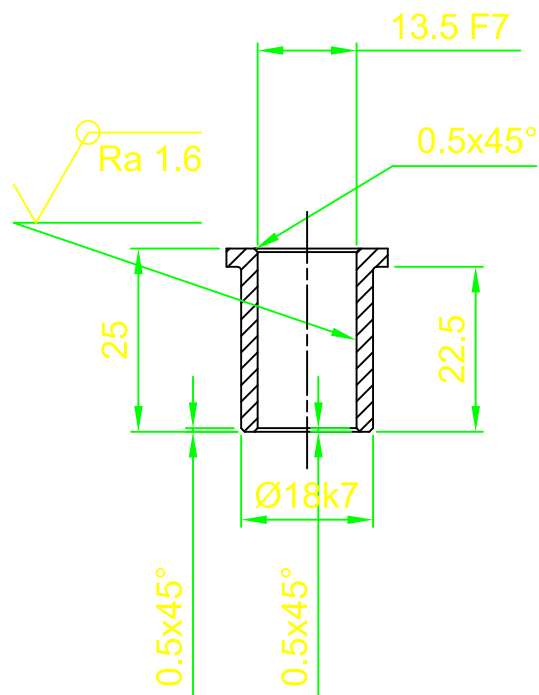
1:1

Revisado: Urbina William





A-A



11/49

## Buje de Pie de Biela

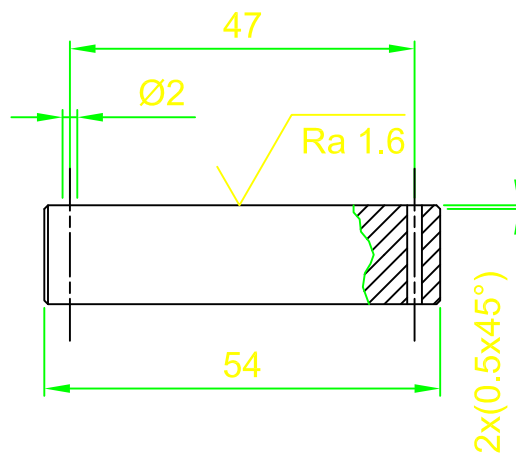



Elaborado: Rivera, Morán

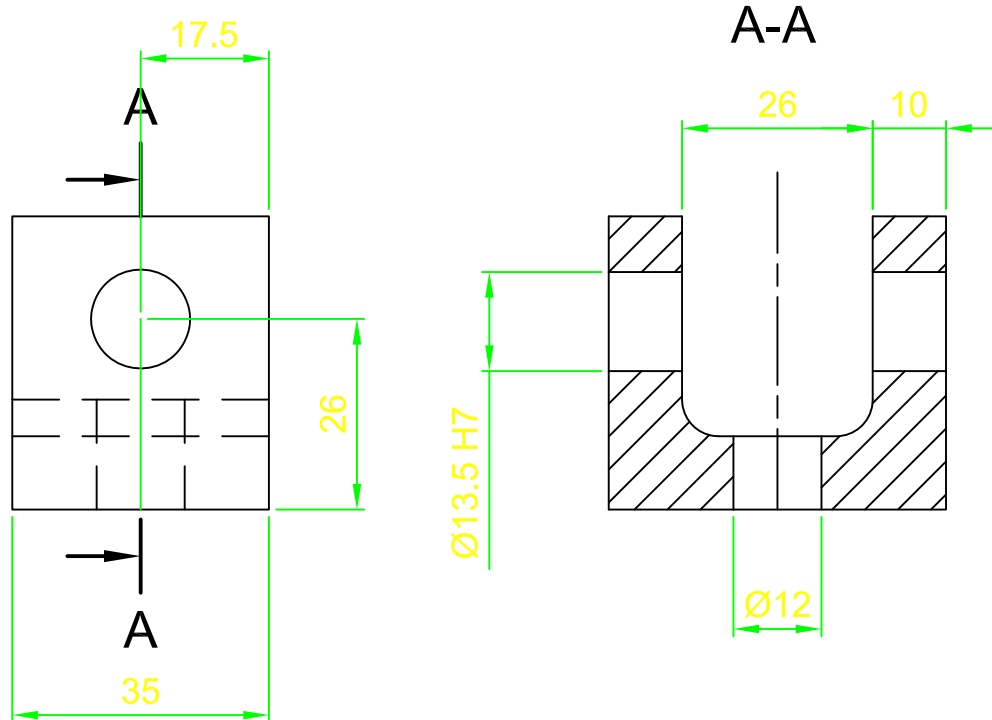
02/12/13

1:1

Revisado: Urbina William



12/49	Bulón				
Elaborado: Rivera, Morán	02/12/13				1:1
Revisado: Urbina William					



13/49

# Horquilla de Compactación

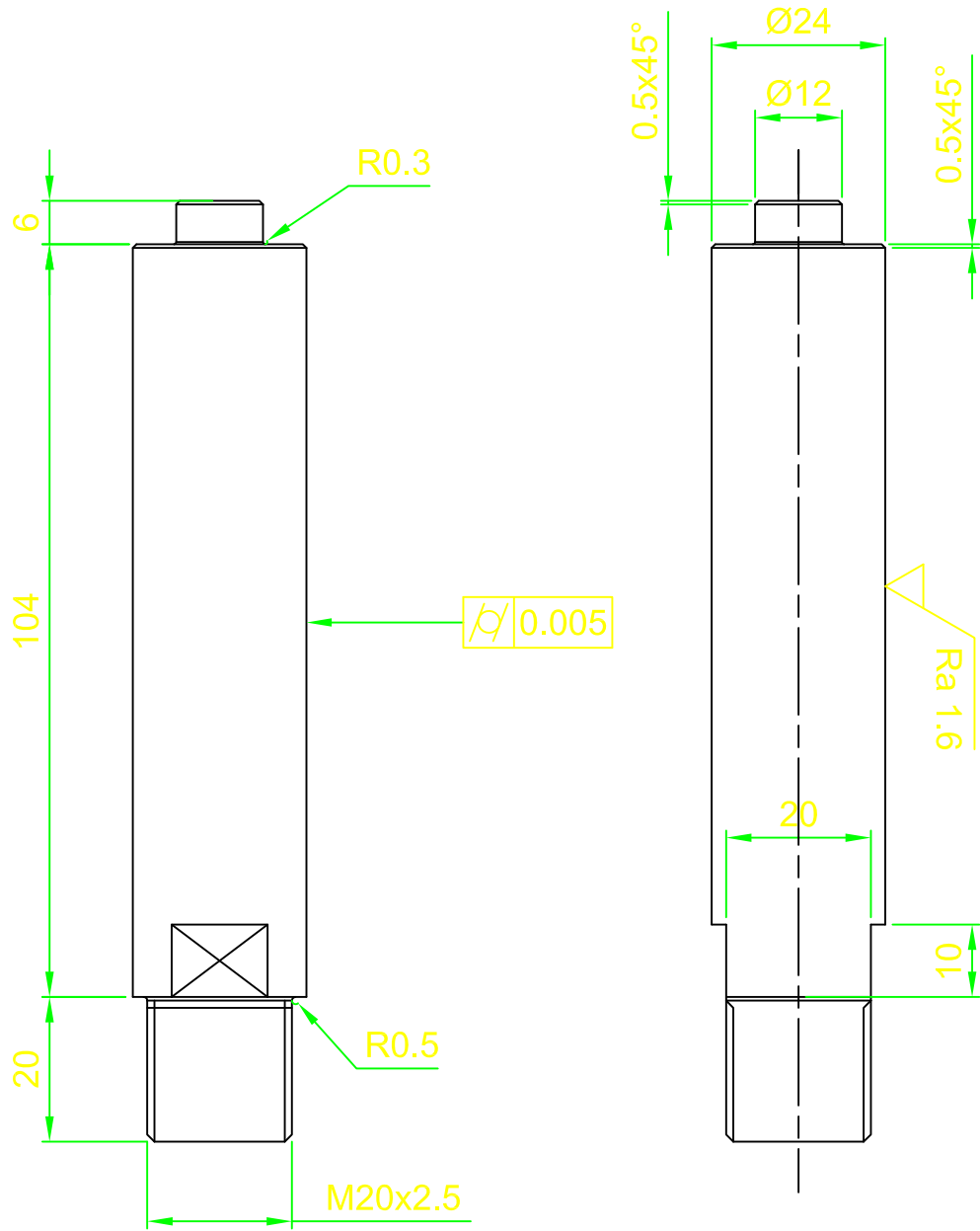



Elaborado: Rivera, Morán

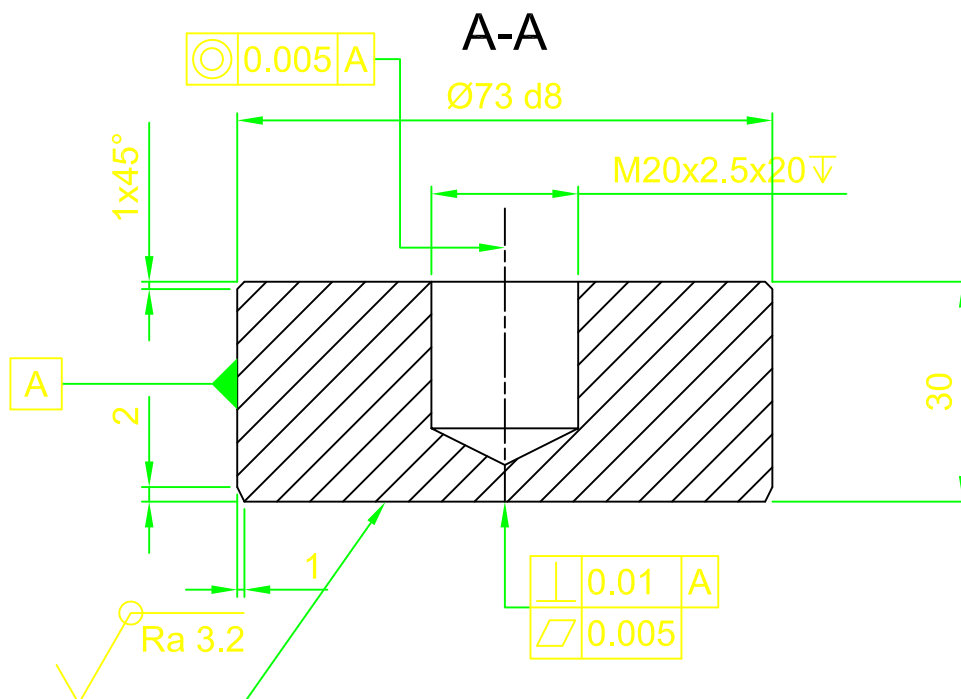
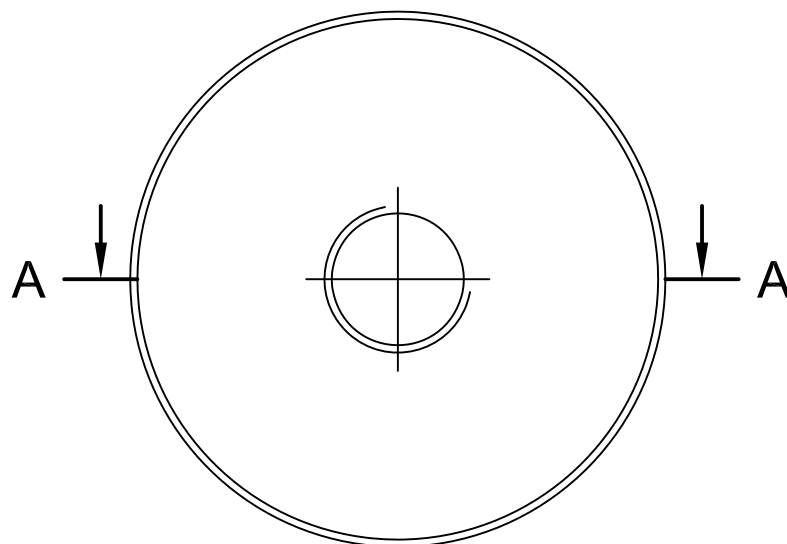
02/12/13

1:1

Revisado: Urbina William



14/49	Vastago de Compactación				
Elaborado:	Rivera, Morán	02/12/13			1:1
Revisado:	Urbina William				



15/49

# Punzón de Compactación

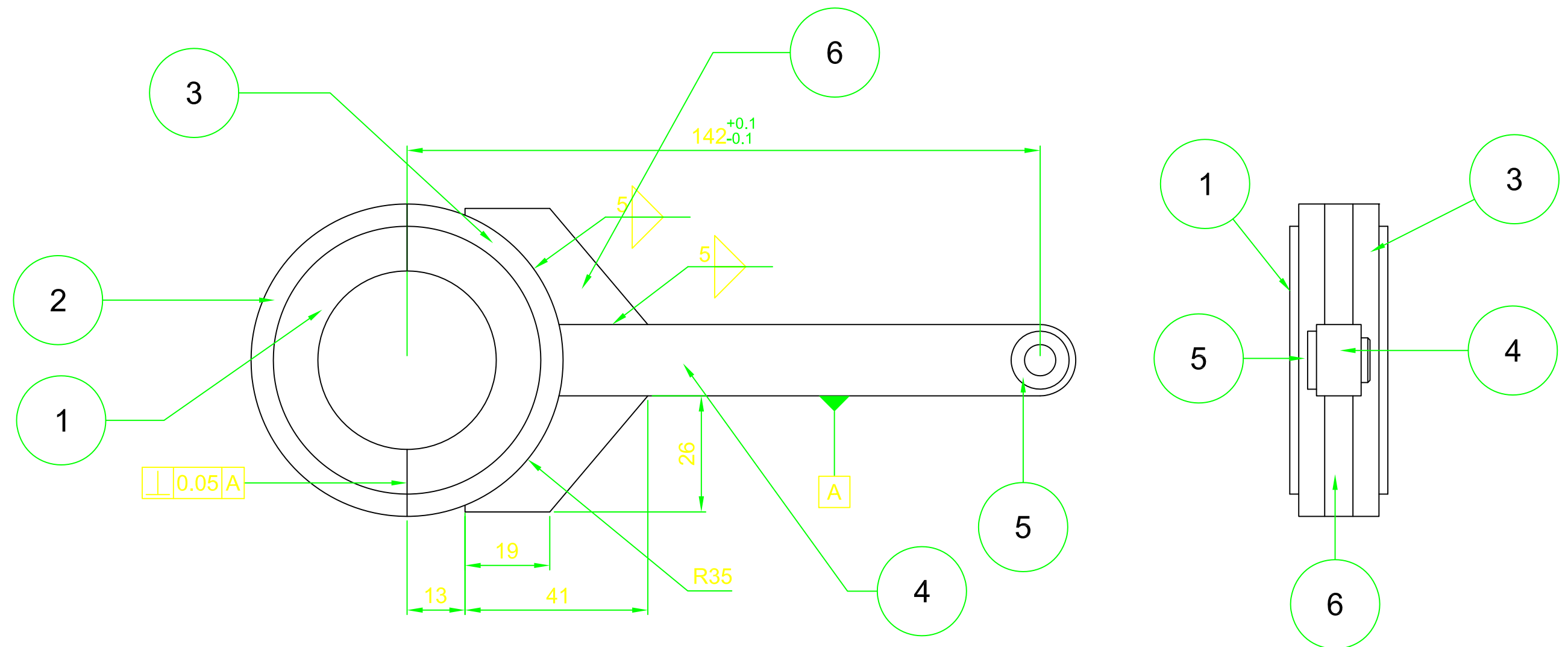


Elaborado: Rivera, Morán


02/12/13

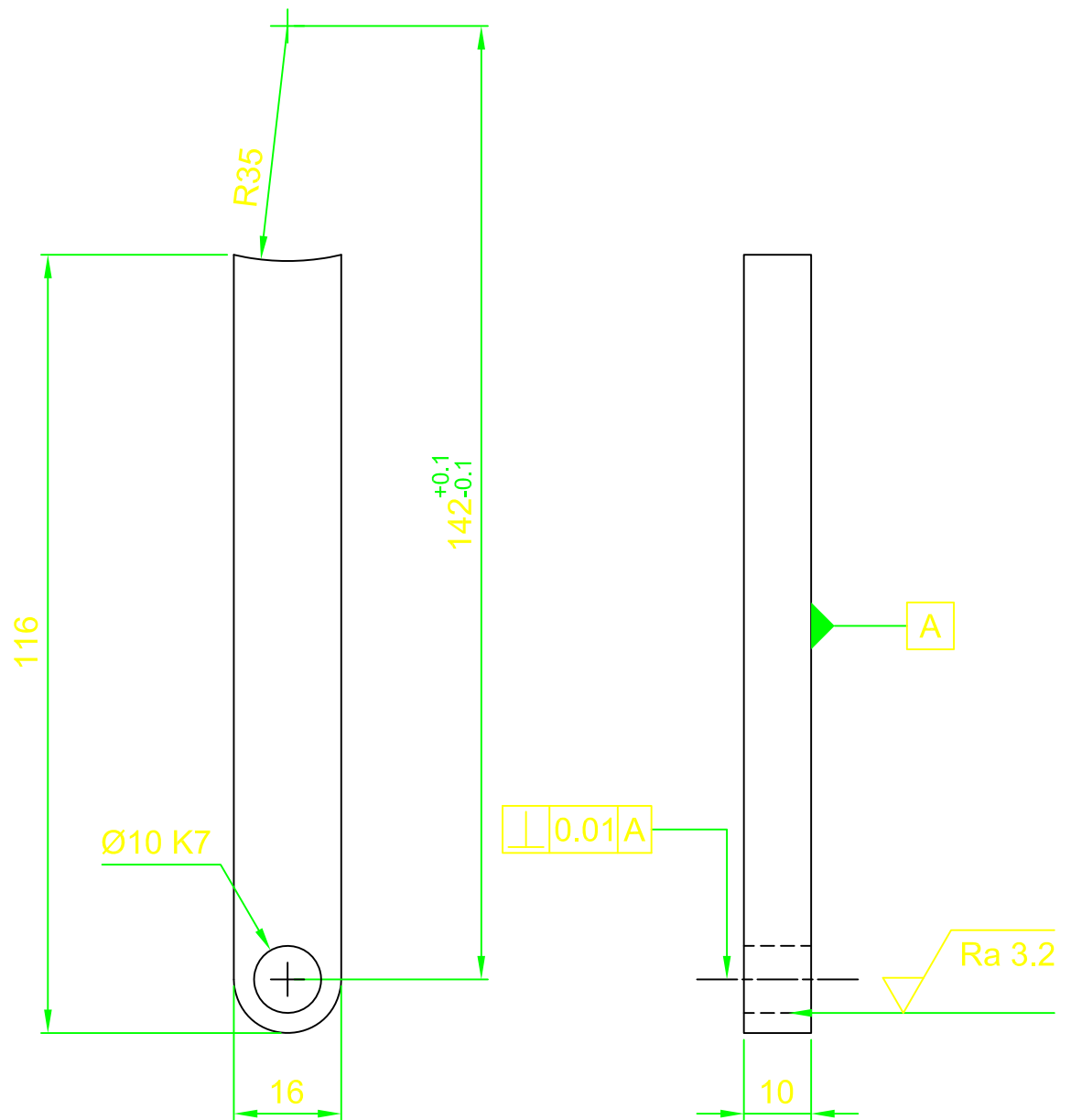
1:1

Revisado: Urbina William



Item	Qty	Name
1	1	Buje de Biela de Saque
2	1	Bancada Superior de Biela de Saque
3	1	Bancada Inferior de Biela de Saque
4	1	Pie de Biela de Saque
5	1	Buje de Bulón de Saque
6	2	Nervios de Soporte

16/49		Biela de Saque				
Elaborado: Rivera, Morán		02/12/13				1:1
Revisado: Urbina William						



17/49

# Pie de Biela Saque

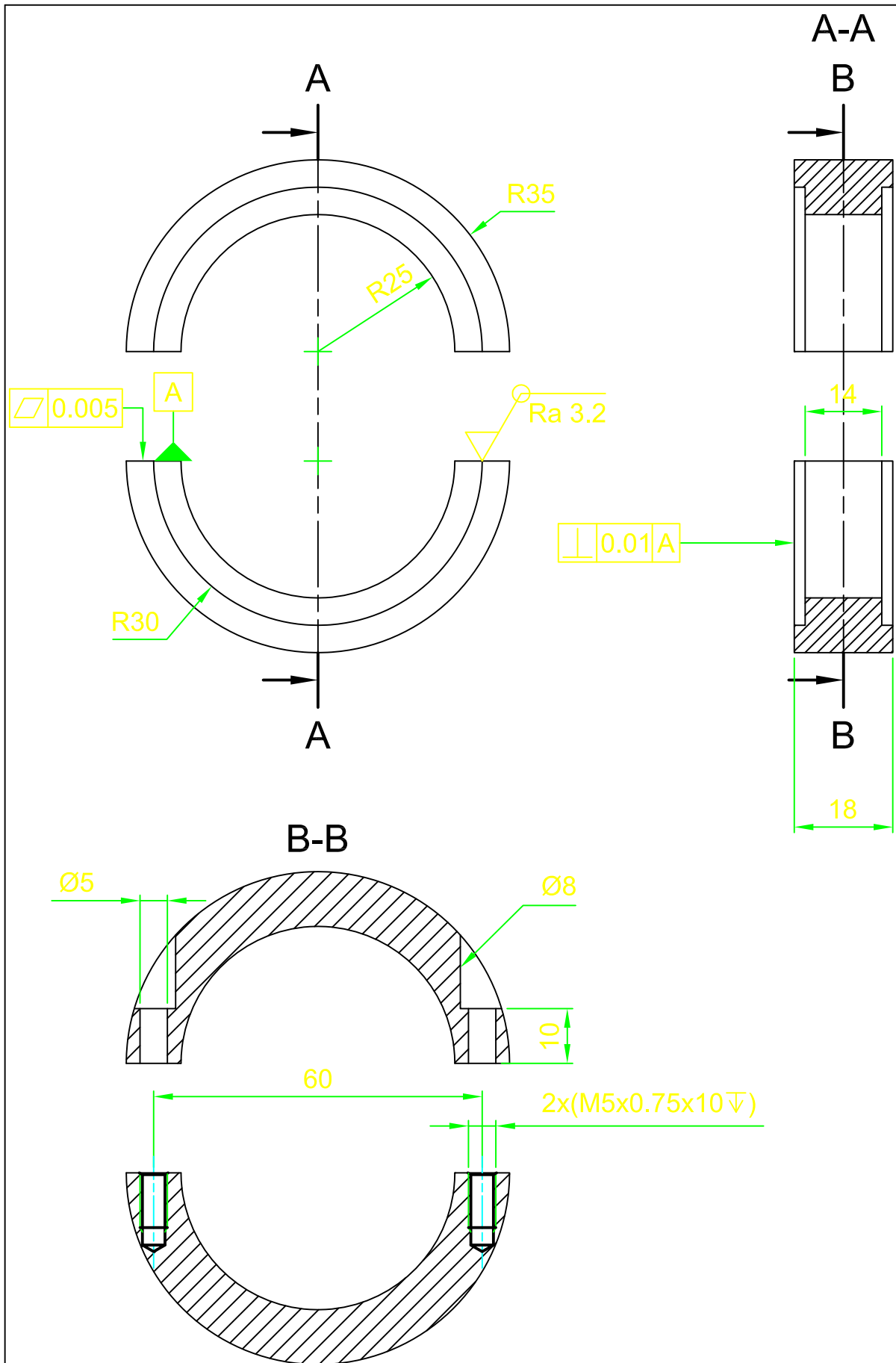


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

1:1

Revisado: Urbina William



18/49

# Bancadas Biela de Saque



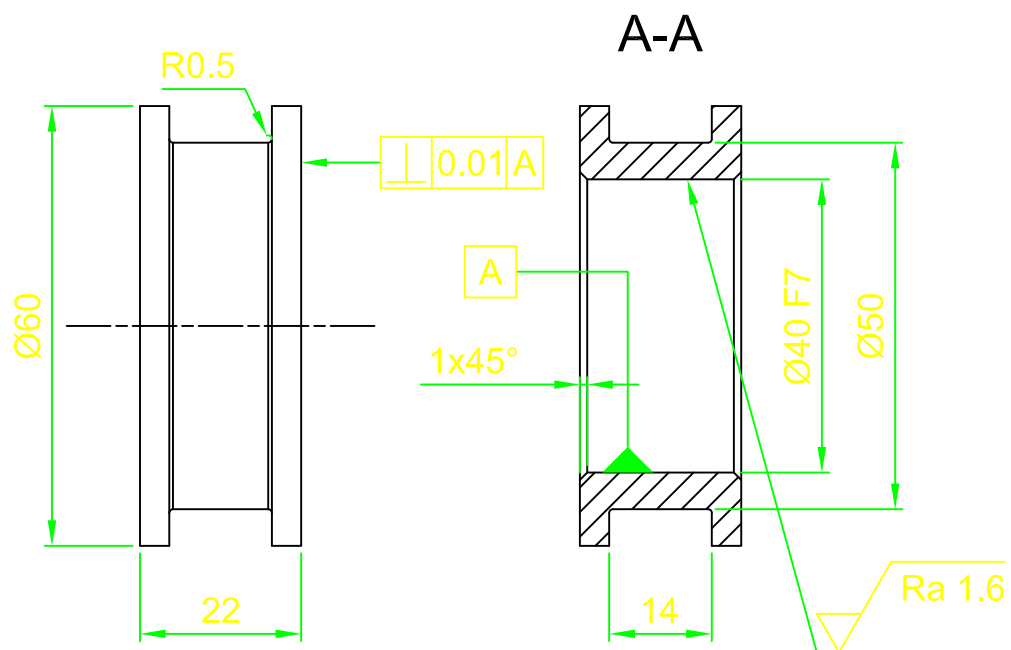
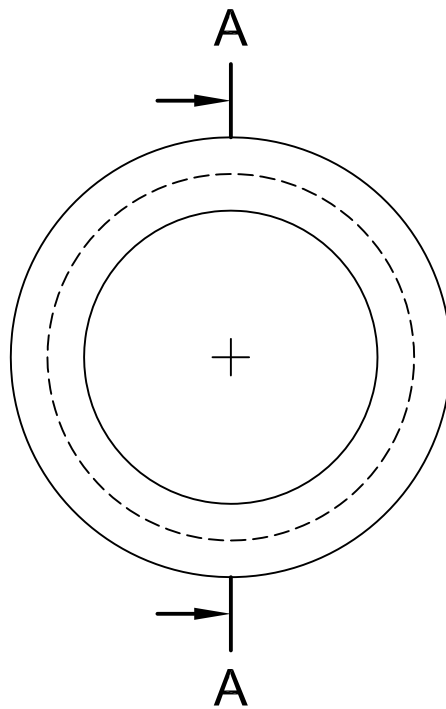
Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

Revisado: Urbina William

1:1





19/49

# Buje de Biela de Saque

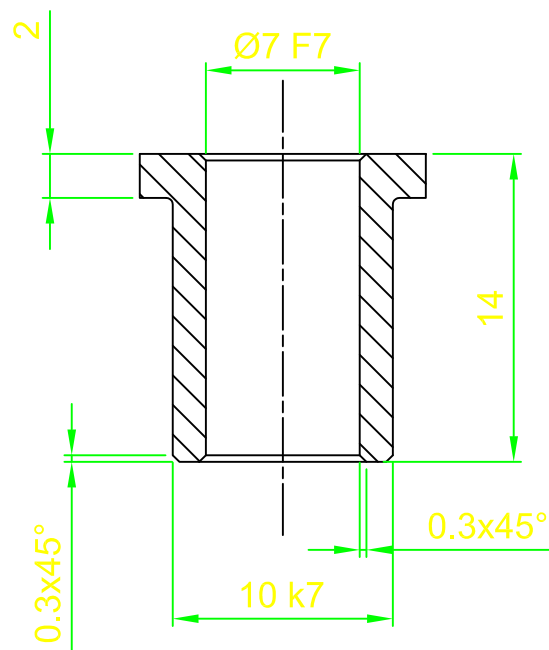
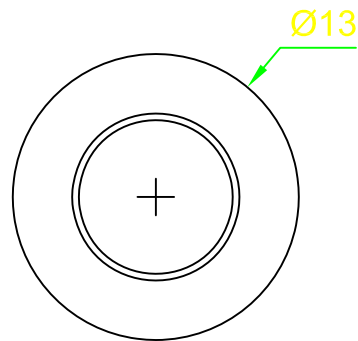


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

1:1

Revisado: Urbina William



20/49

# Buje de Pie de Biela Saque

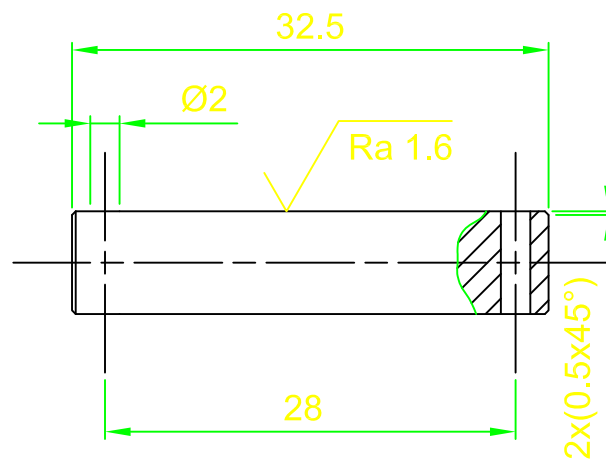
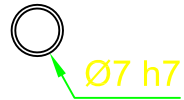



Elaborado: Rivera, Morán

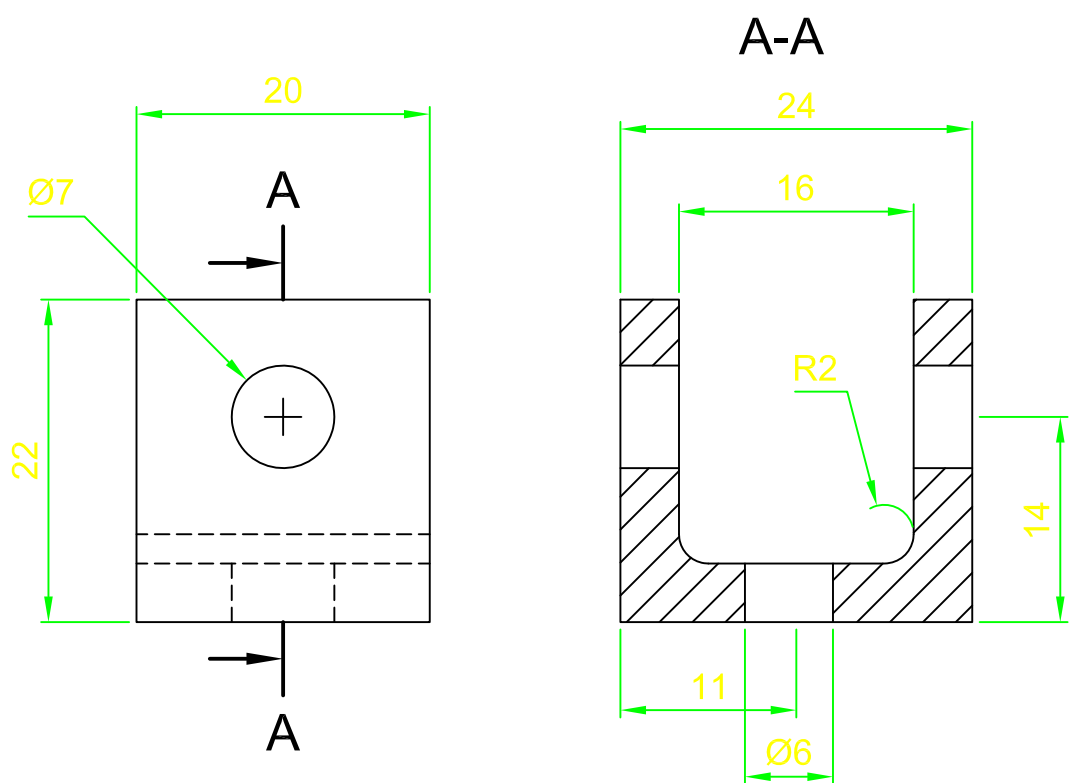
02/12/13

3:1

Revisado: Urbina William



21/49		Bulón de Sacado				
Elaborado: Rivera, Morán		02/12/13			1:1	
Revisado: Urbina William						



22/49

# Horquilla de Sacado

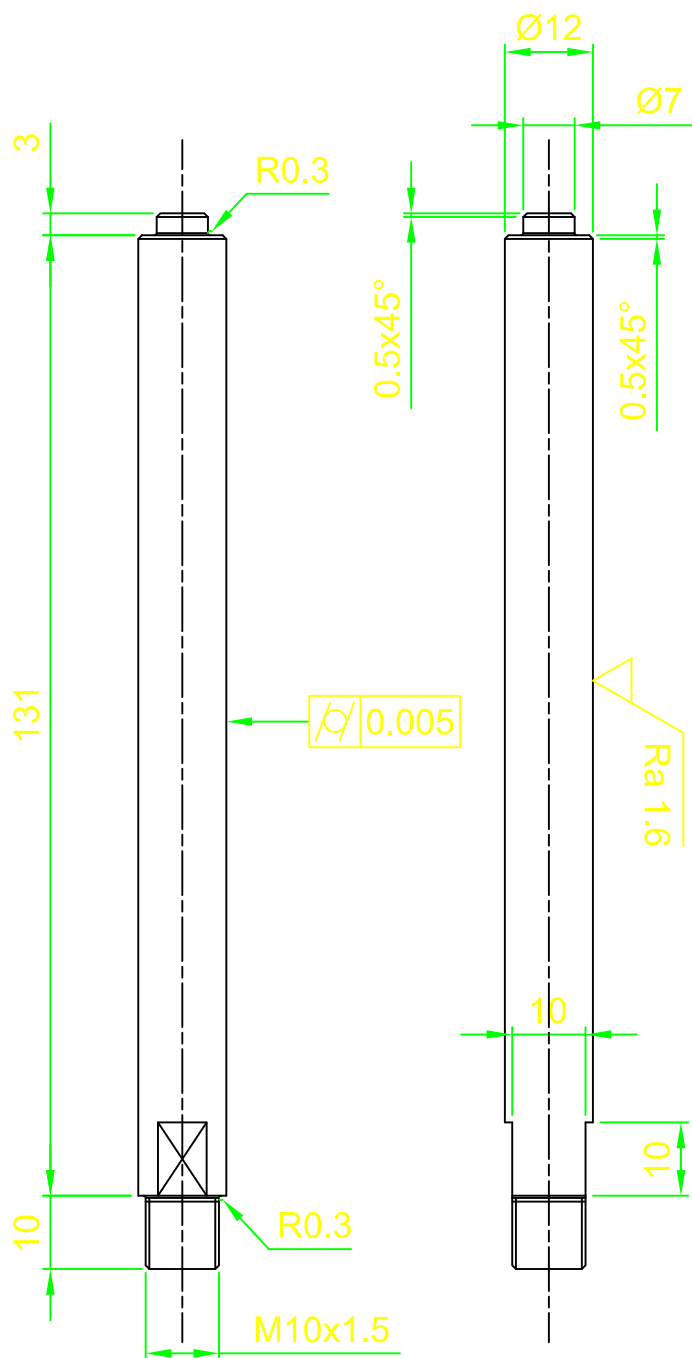


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

2:1

Revisado: Urbina William



23/49

# Vastago de Saque

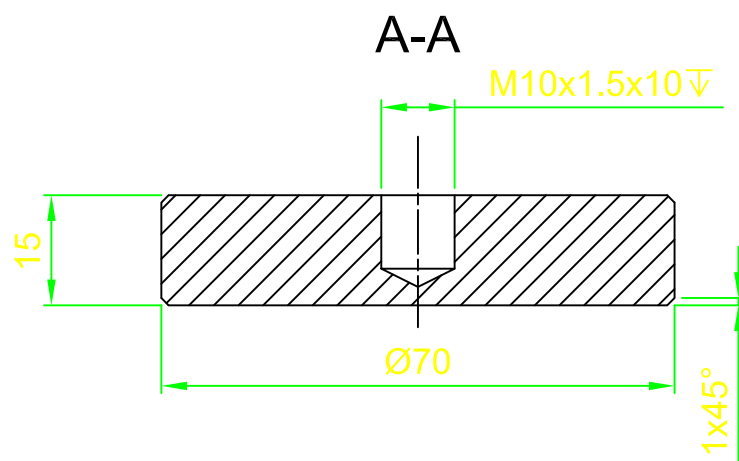
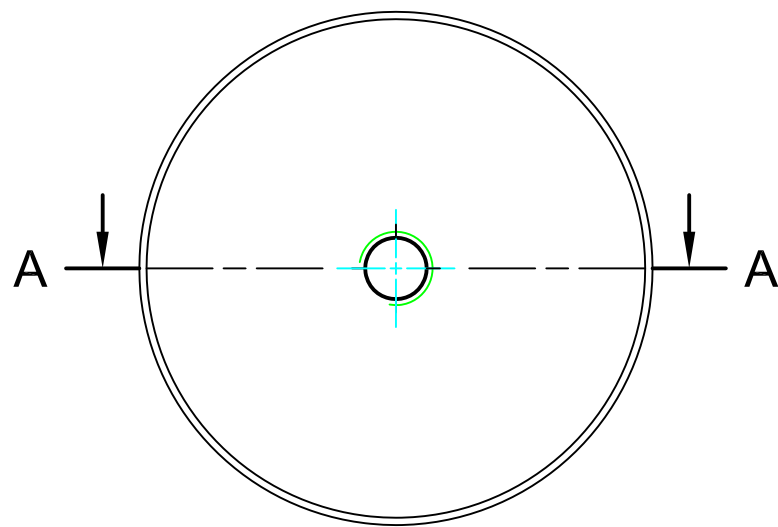


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

1:1

Revisado: Urbina William



24/  
49

# Punzón de Sacado

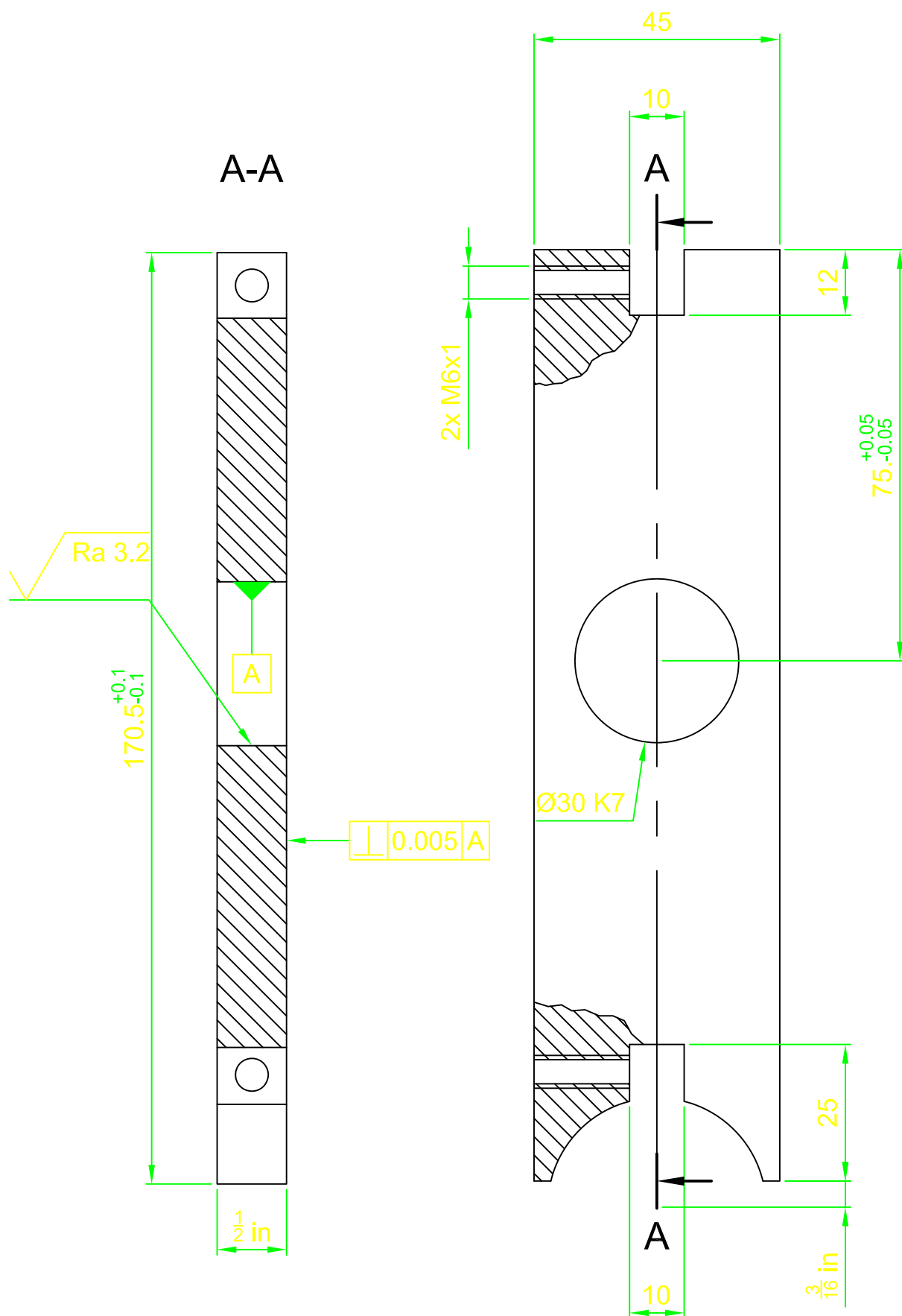


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

Revisado: Urbina William

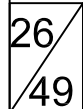
1:1



# Guía Vastago Compactación

Elaborado: Rivera, Morán

Revisado: Urbina William

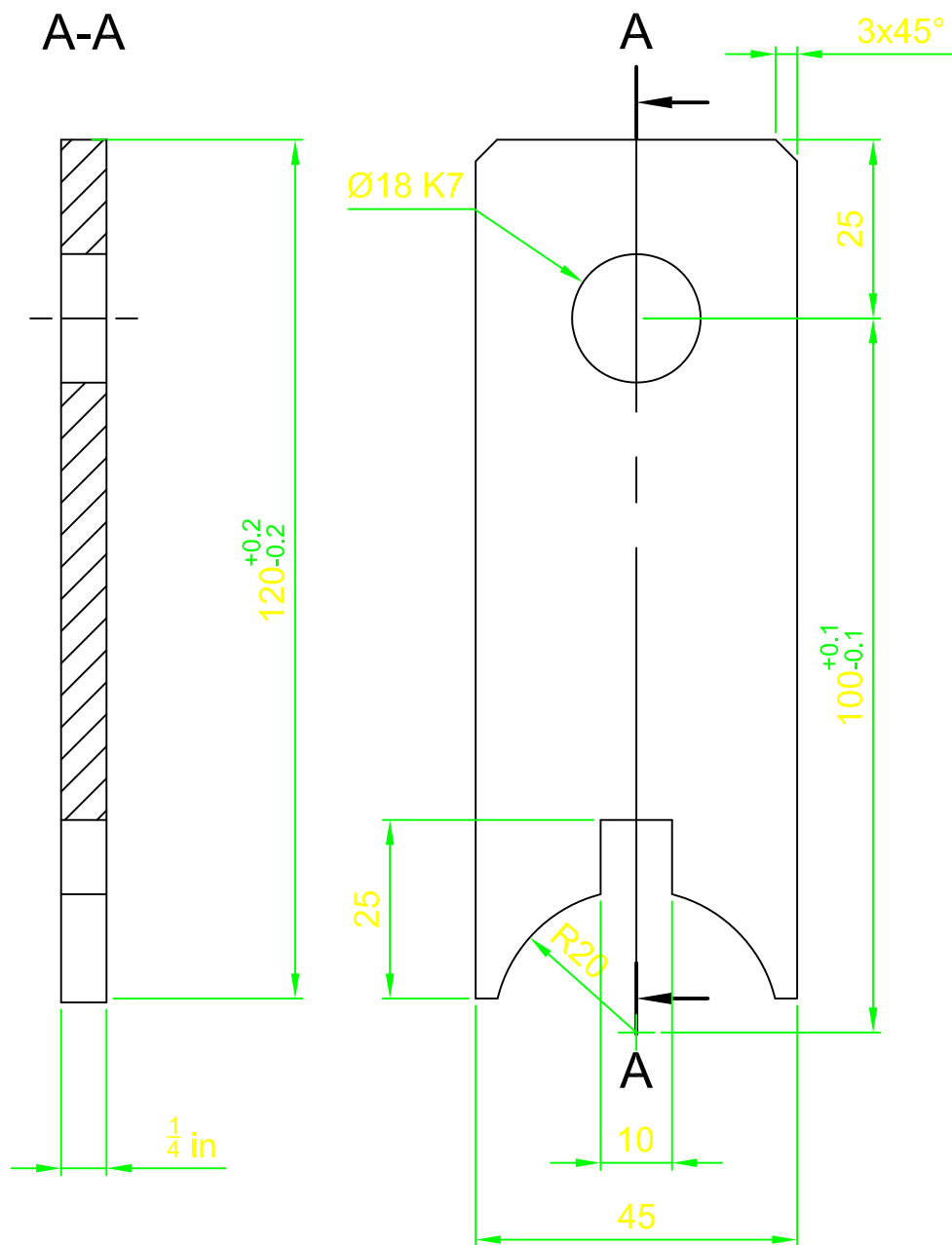


---

1:1

Revisado: Urbina William





27/49

# Guía Vastago Saque

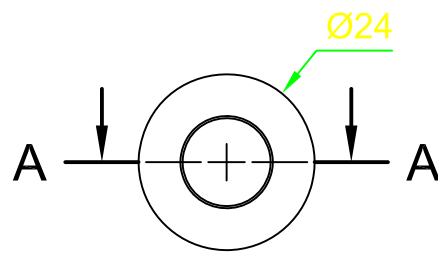


Elaborado: Rivera, Morán

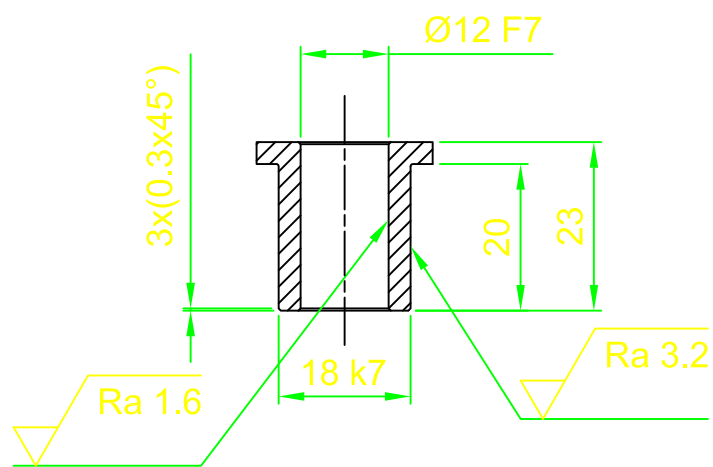
02/12/13


1:1

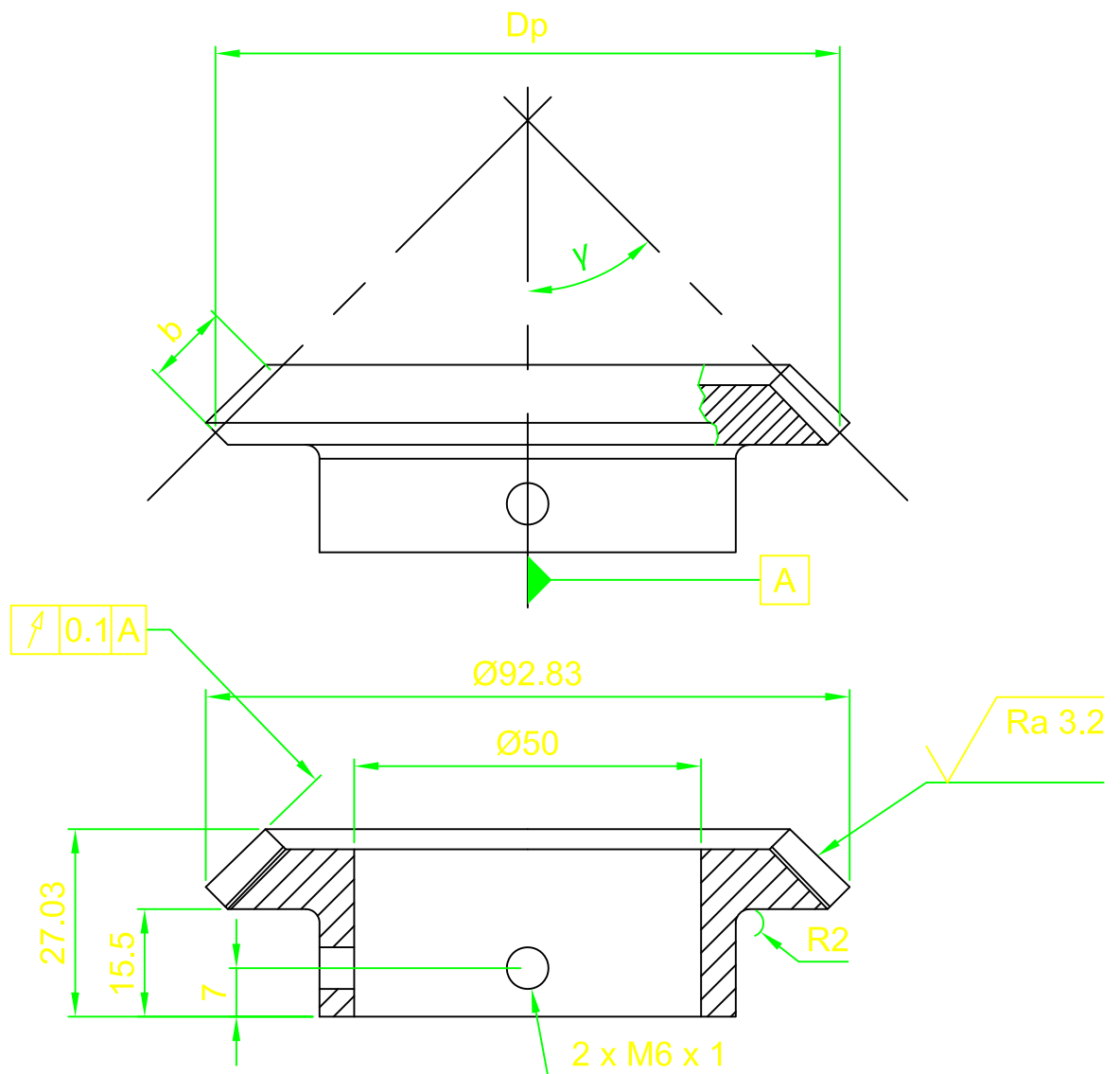
Revisado: Urbina William




A-A



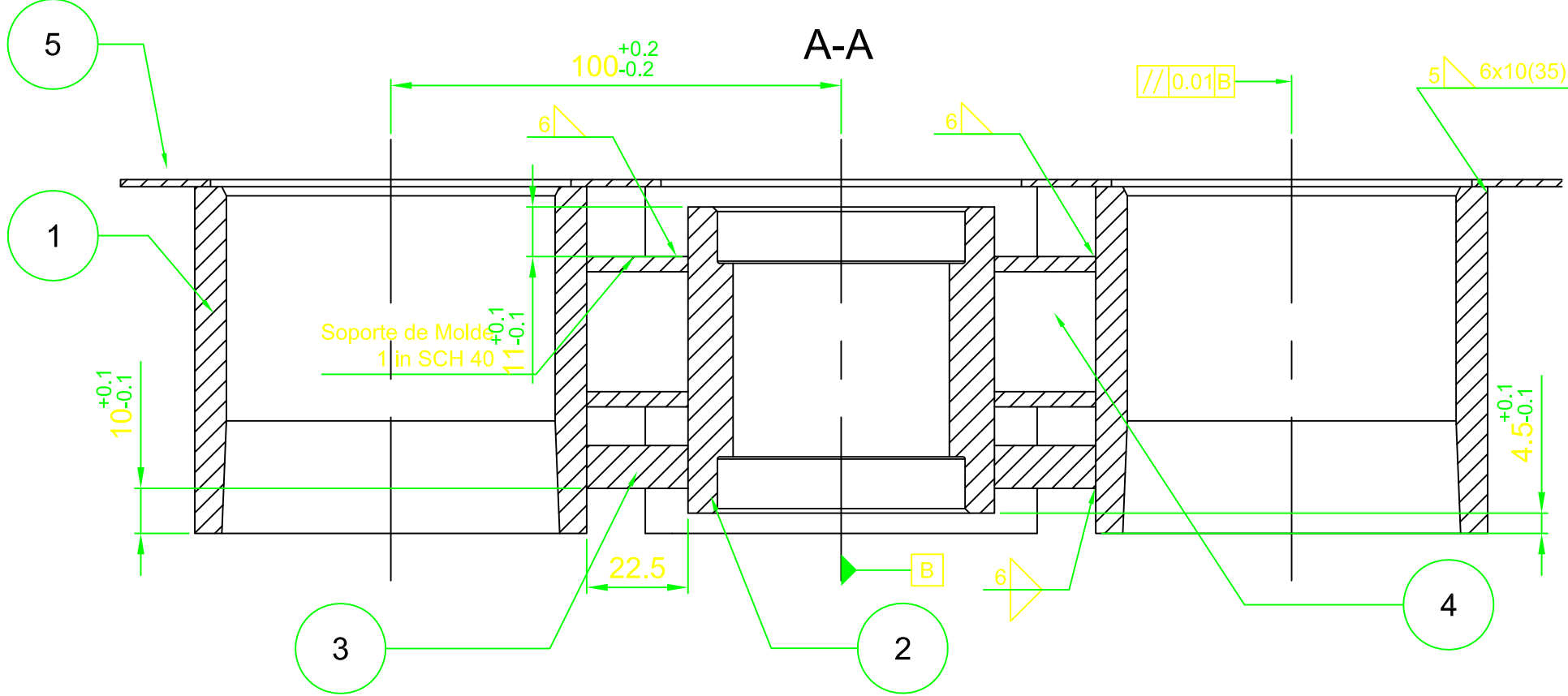
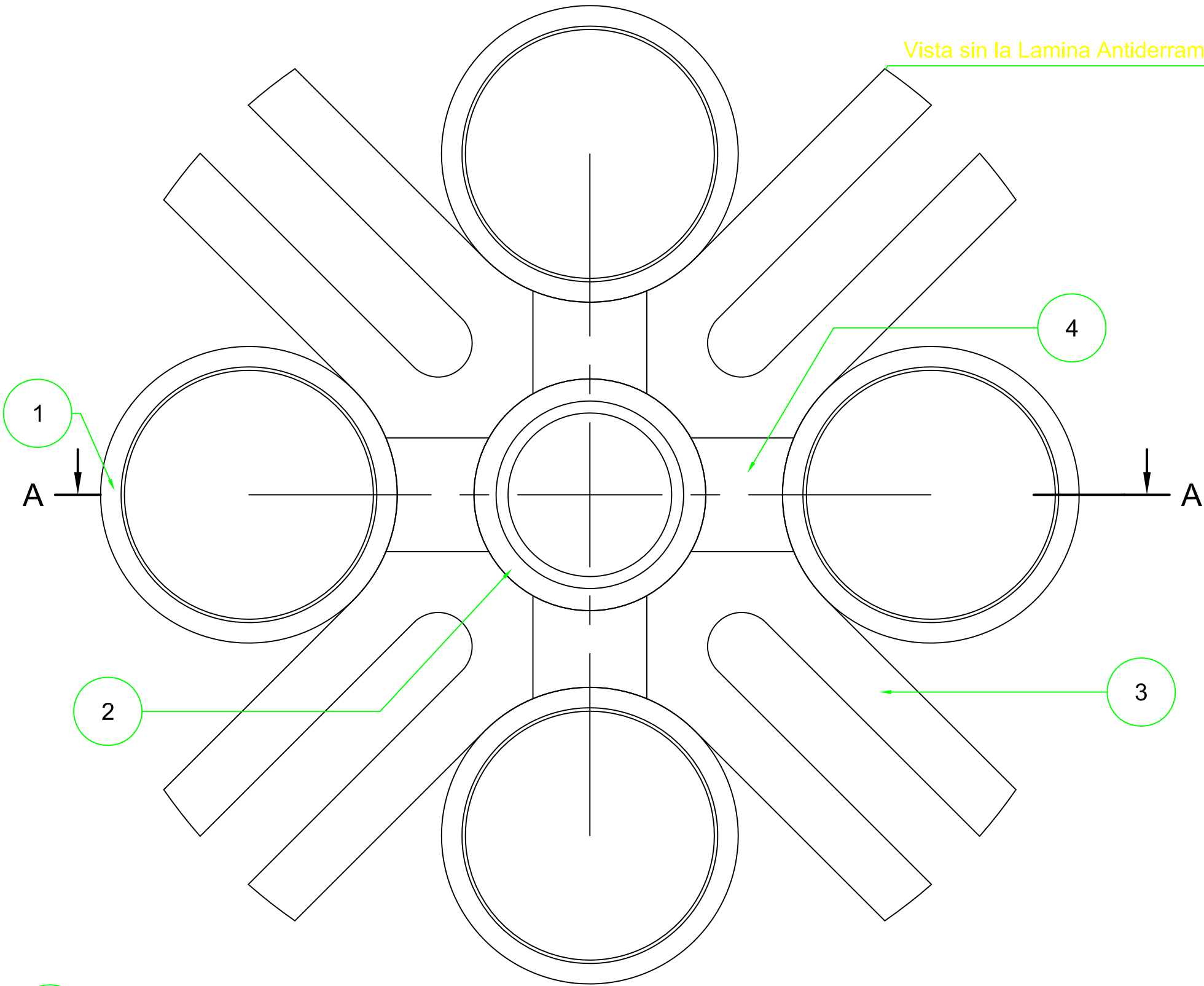
28/49	Buje de Guía Saque				
Elaborado: Rivera, Morán	02/12/13			1:1	
Revisado: Urbina William					



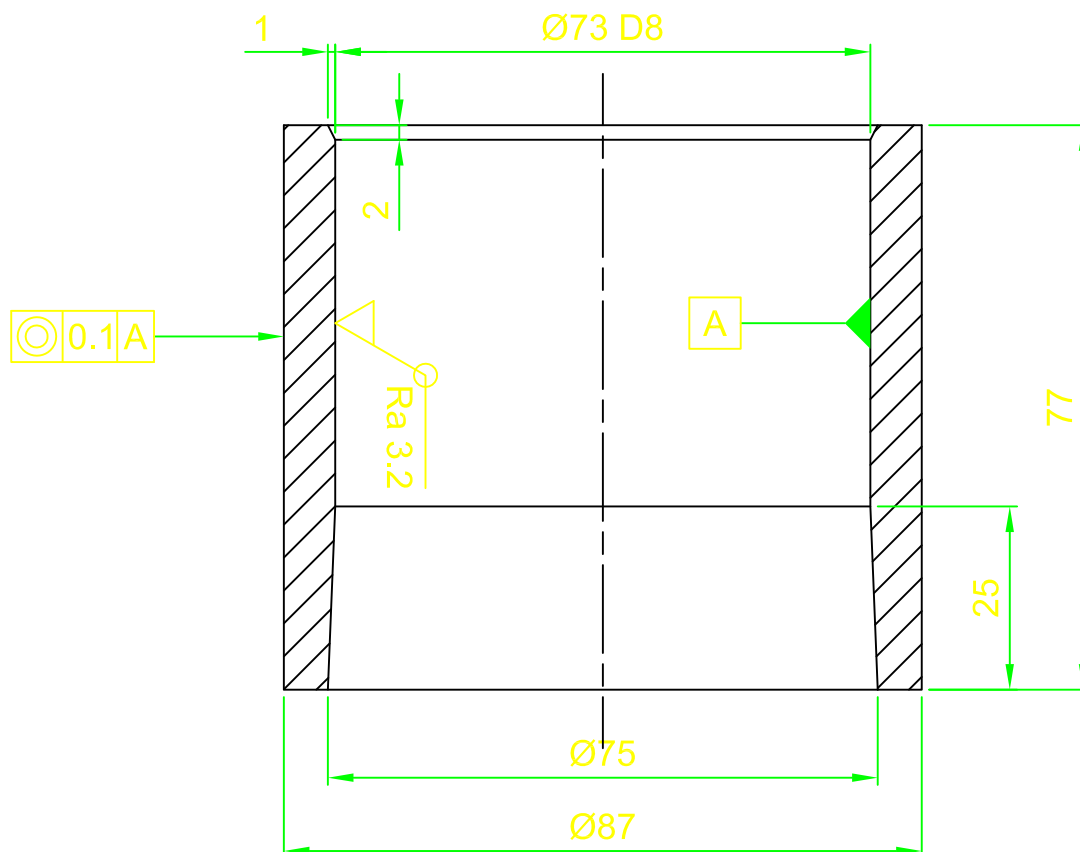
Parametros		
$Z$	Número de Dientes	45
$m$	Módulo	2 mm
$D_p$	Diámetro Primitivo	90 mm
$b$	Ancho de Cara	12 mm
$\phi$	Ángulo de Presión	$20^\circ$
$\gamma$	Ángulo de Paso del Piñón	$45^\circ$
$\Gamma$	Ángulo de Paso de la Corona	$45^\circ$

29/49	Engranaje Cónico				
Elaborado: Rivera, Morán		02/12/13			1:1
Revisado: Urbina William					

Vista sin la Lamina Antiderrame



Item	Qty	Name								
1	4	Molde	30/49		Arreglo de Entalladuras					
2	1	Eje Rotor								
3	1	Arreglo de Entalladuras	Elaborado: Rivera, Morán		02/12/13					3:4
4	4	Soporte de Molde								
5	1	Placa Antiderrame	Revisado: Urbina William							



31/49

# Molde de Compactación

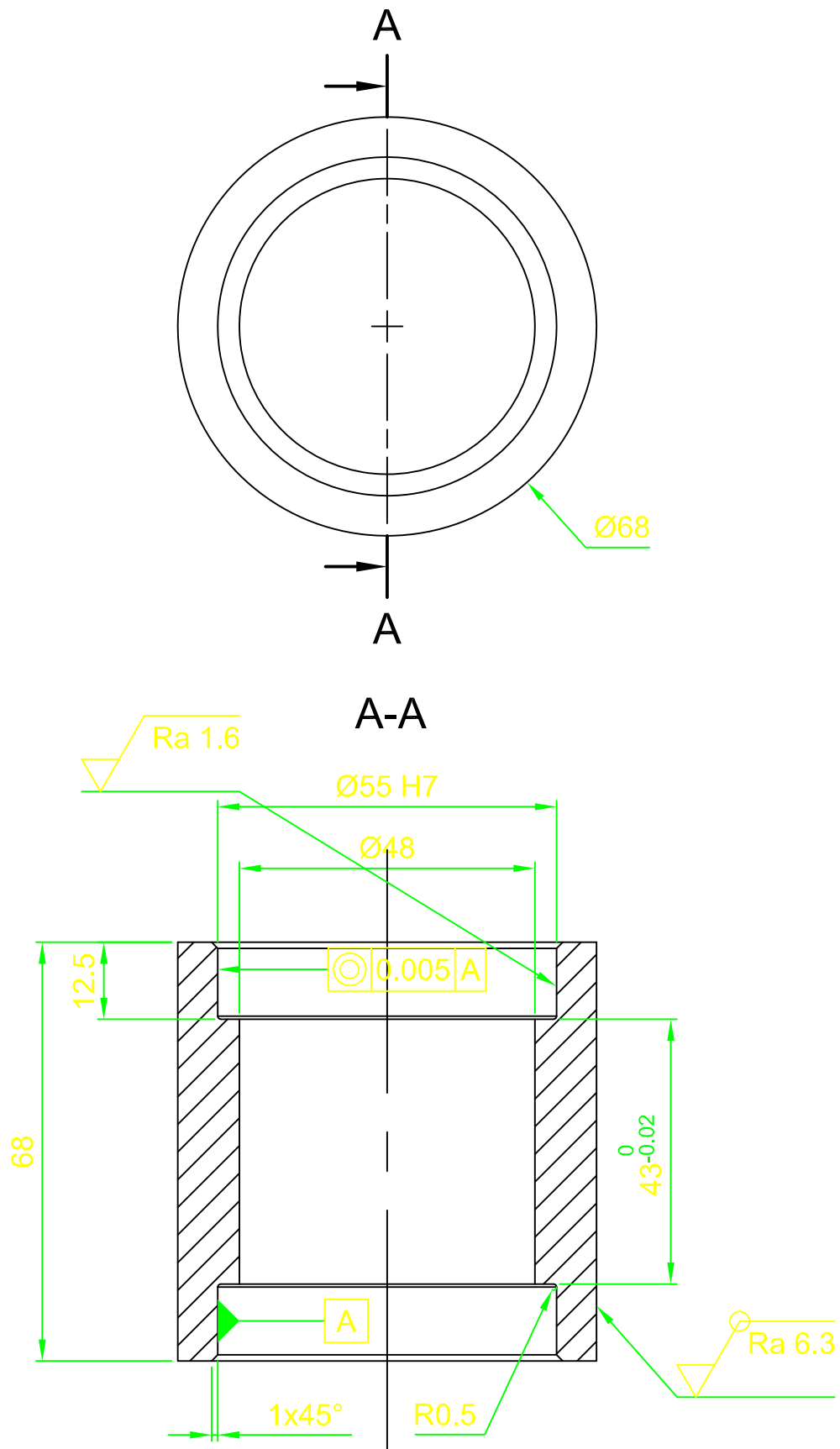


Elaborado: Rivera, Morán

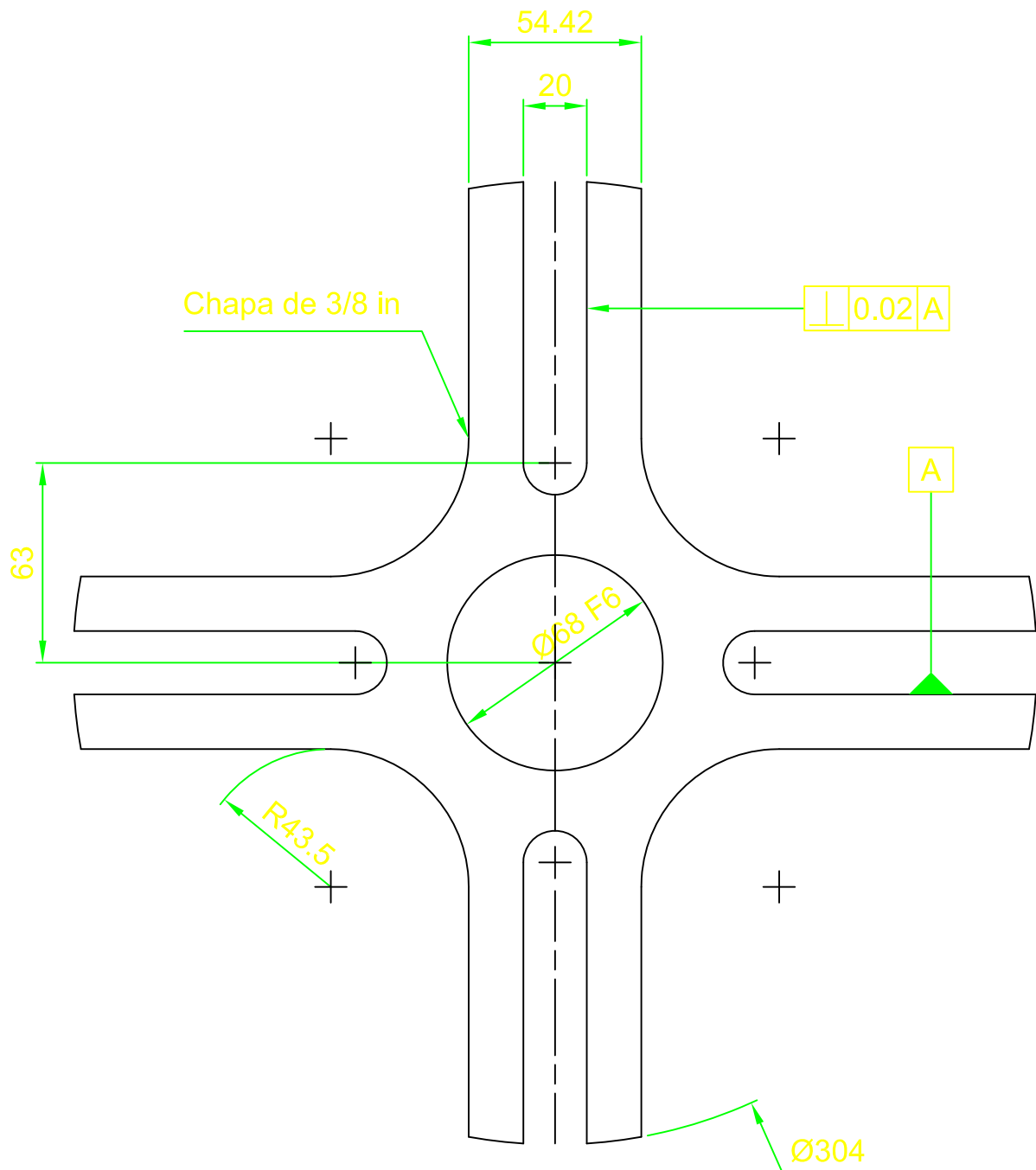
02/12/13

1:1

Revisado: Urbina William



32/49	<b>Eje Rotor del Revólver</b>				
Elaborado:	Rivera, Morán	02/12/13			1:1
Revisado:	Urbina William				



33/49

## Arreglo de Entalladuras

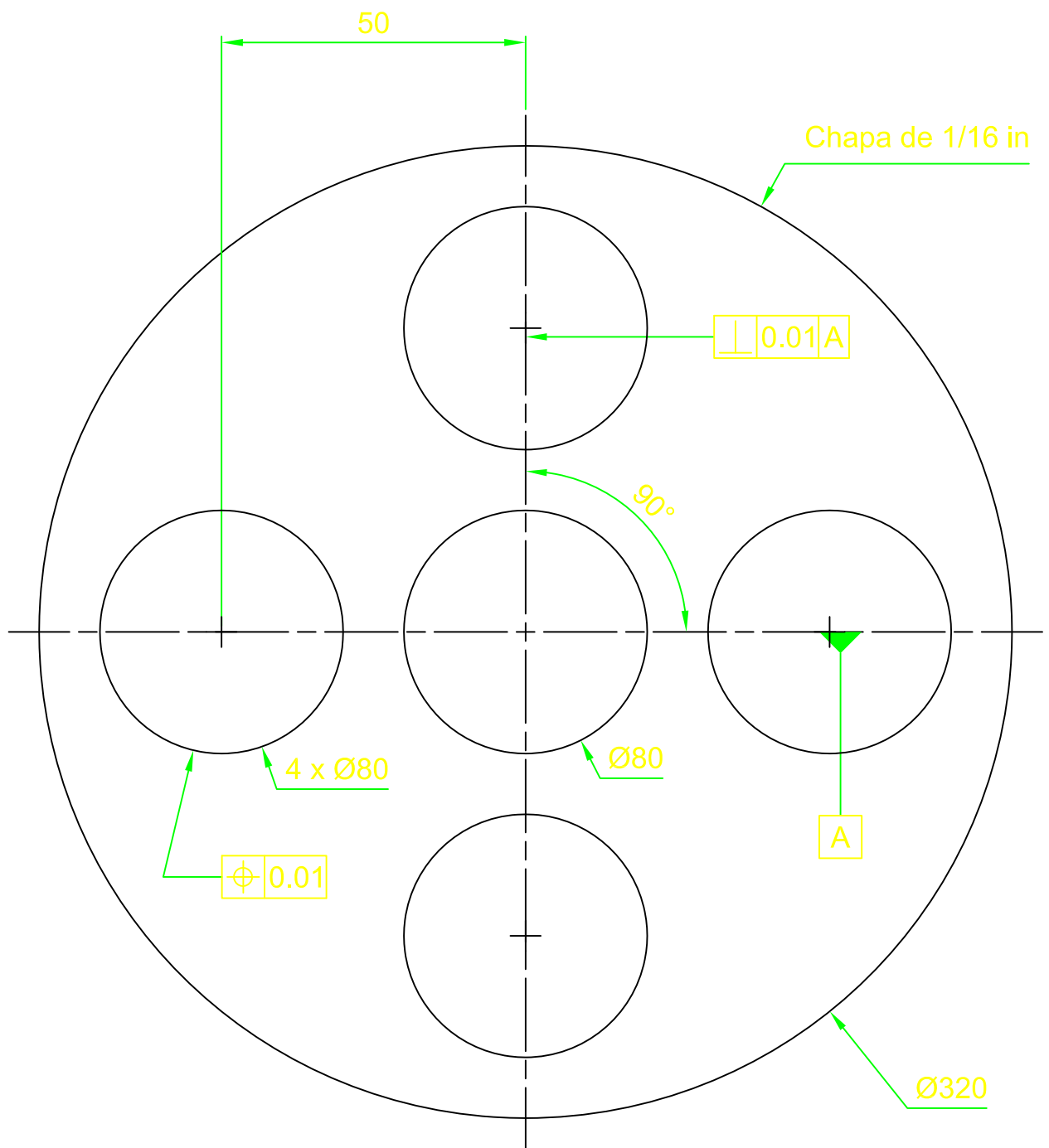


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

1:2

Revisado: Urbina William



34/49

# Placa Antiderrame



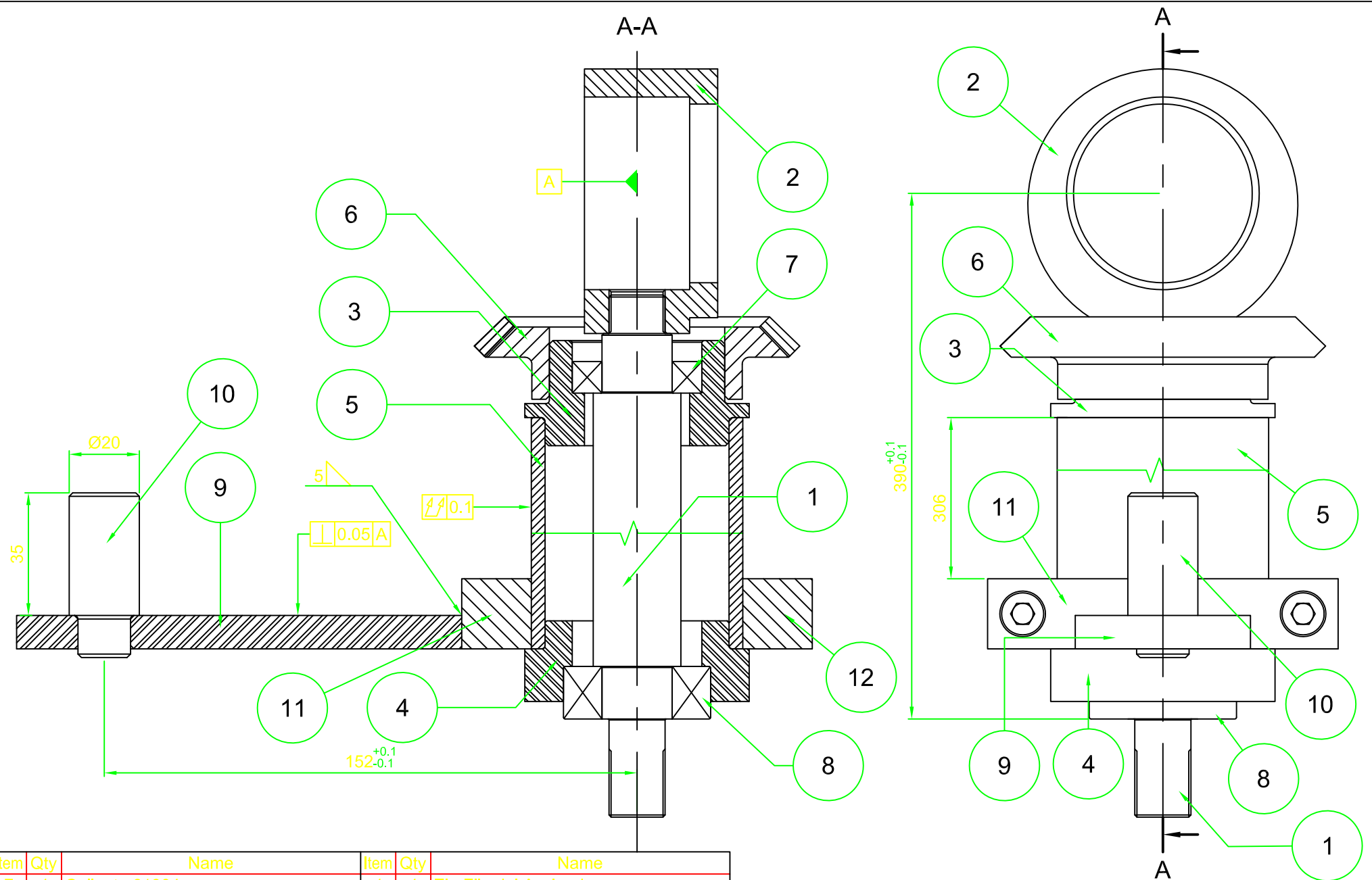
Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

2 :1

Revisado: Urbina William

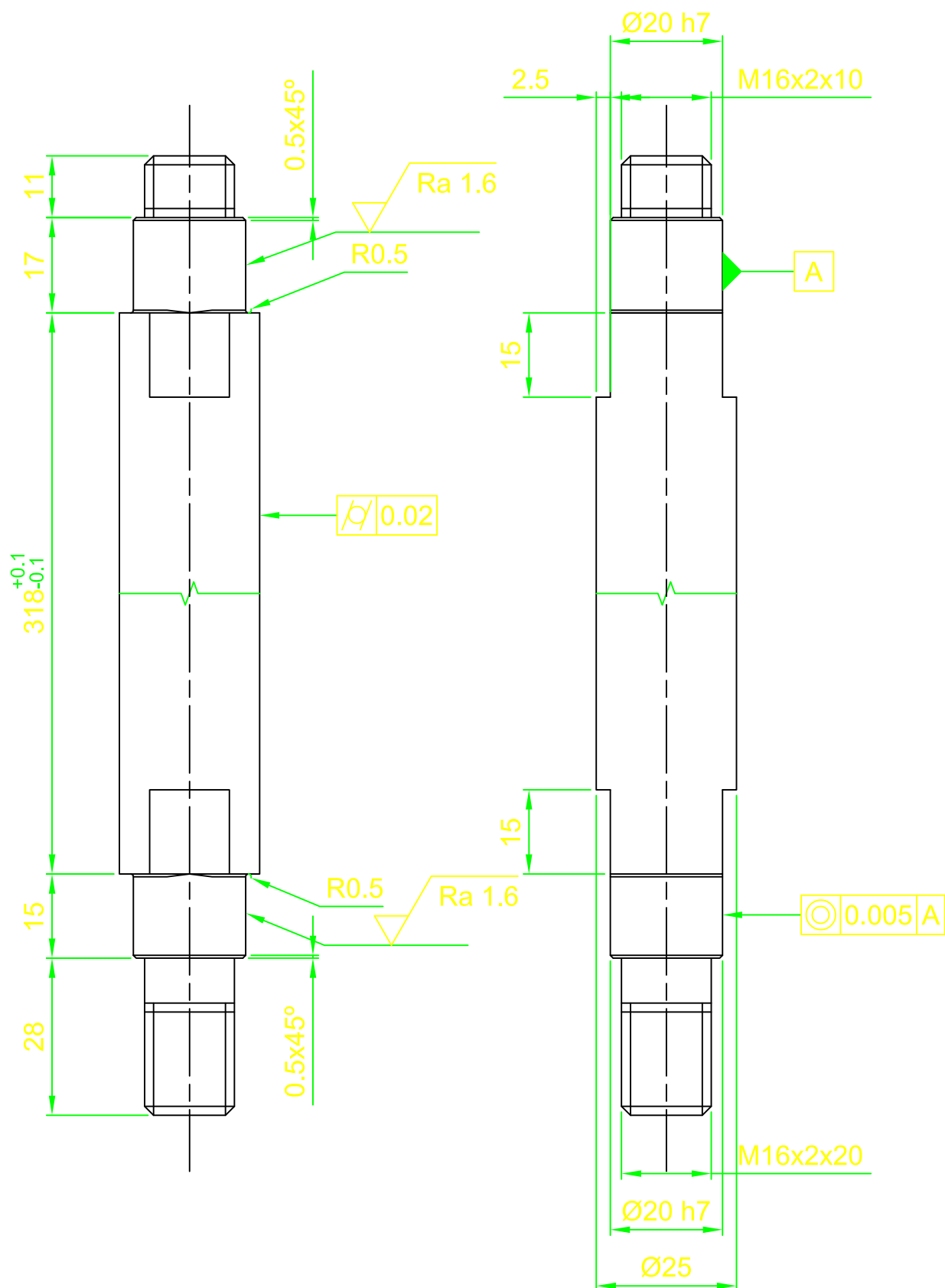




Item	Qty	Name	Item	Qty	Name
7	1	Cojinete 61904	1	1	Eje Fijo del Accionador
8	1	Cojinete 32004X	2	1	Soporte de Cojinete de Agujas
9	1	Brazo Accionador	3	1	Soporte Superior del Rotor
10	1	Pin de Arrastre	4	1	Soporte Inferior del Rotor
11	1	Abrasadera Fija	5	1	Eje Rotor del Accionador
12	1	Abrasadera Desmontable	6	1	Engranaje Cónico

35/49	Conjunto del Accionador			
Elaborado:	Rivera, Morán	02/12/13		
Revisado:	Urbina William			

1:1



36/49

## Eje fijo del Accionador

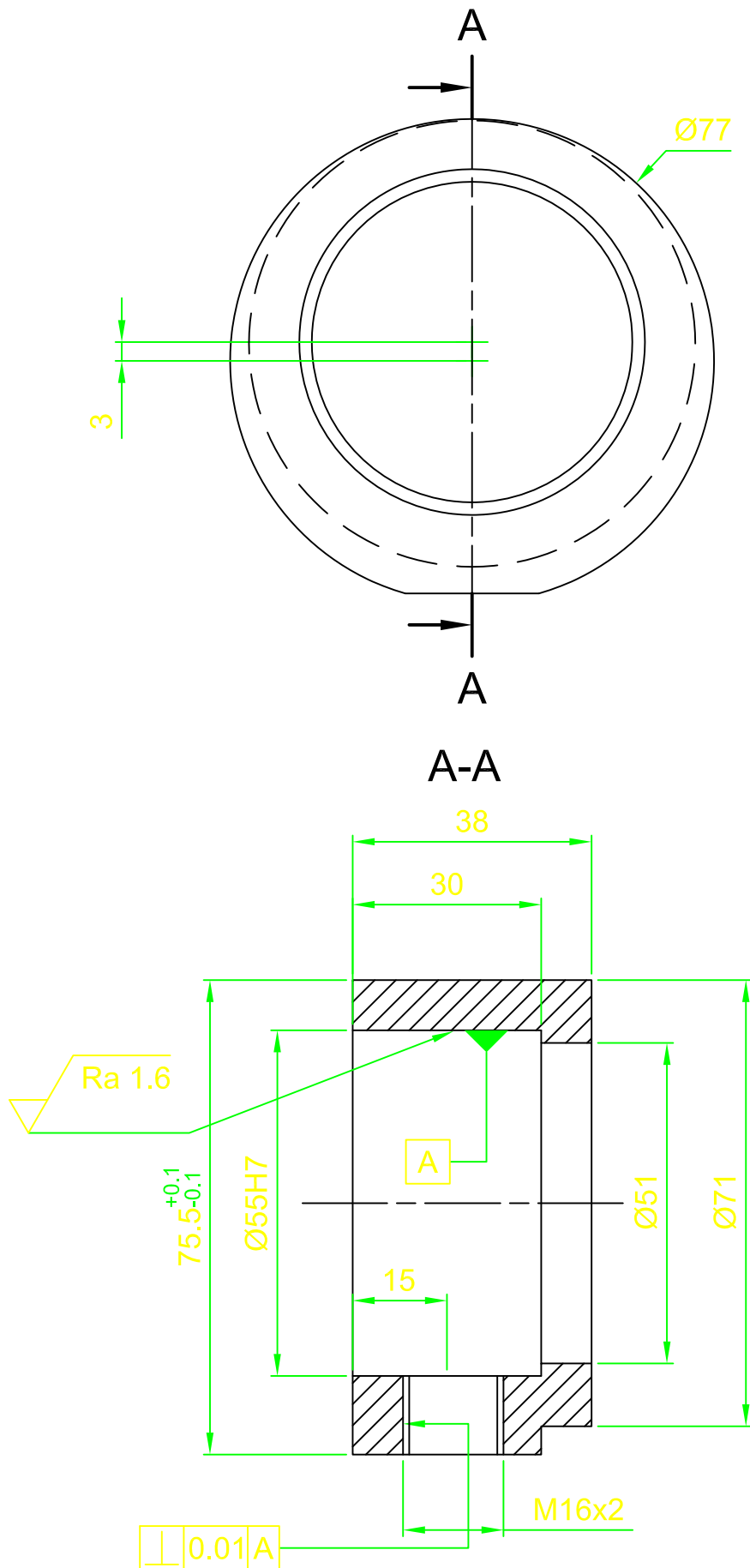


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

1:1

Revisado: Urbina William



37/49

# Soporte Cojinete de Agujas

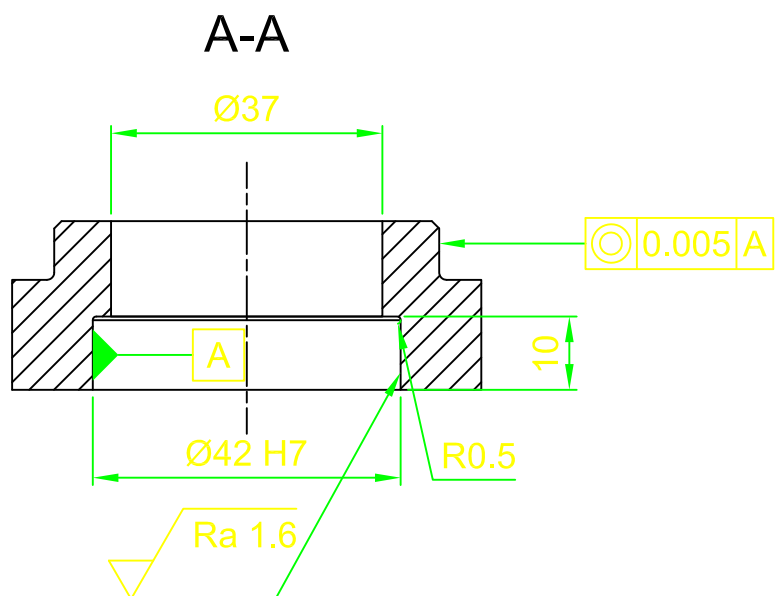
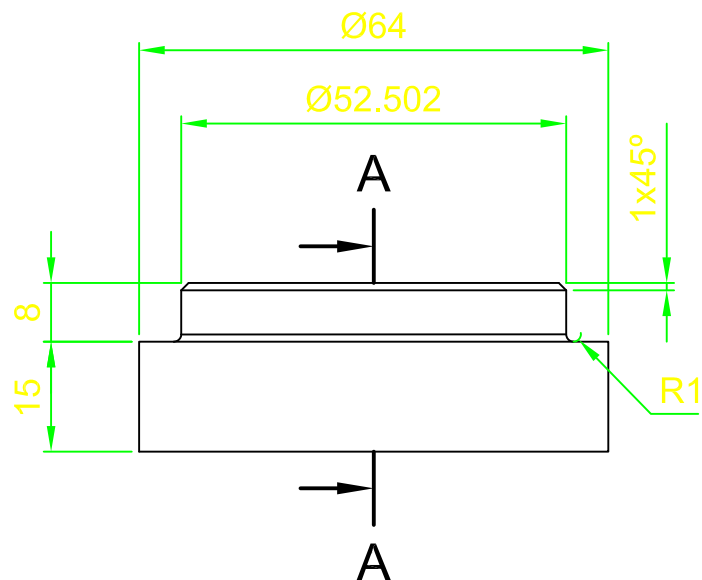


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

1:1

Revisado: Urbina William



38/49

# Soporte Inferior Accionador

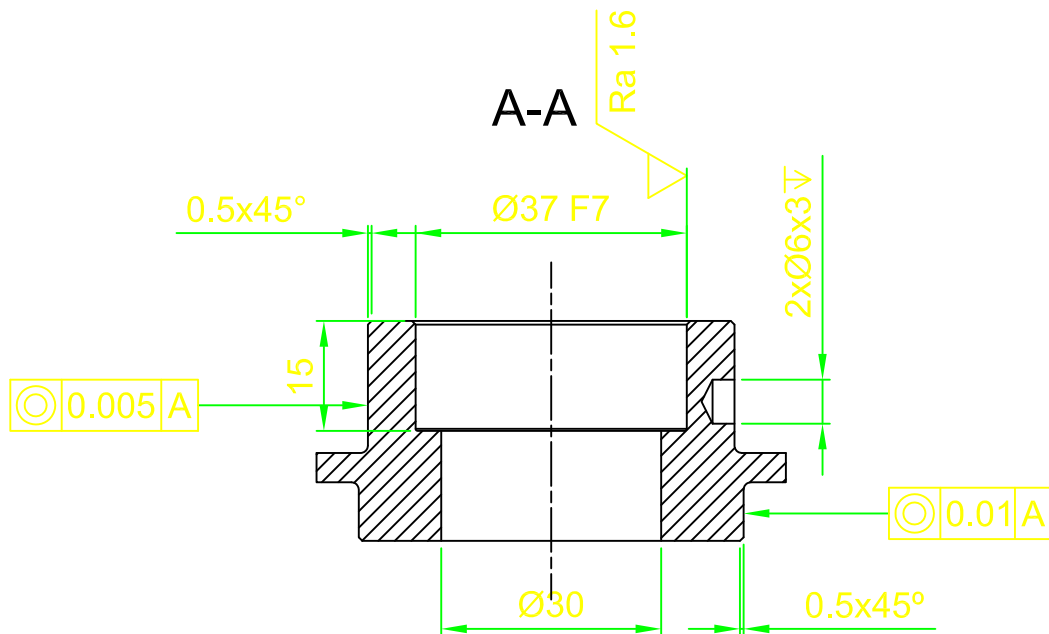
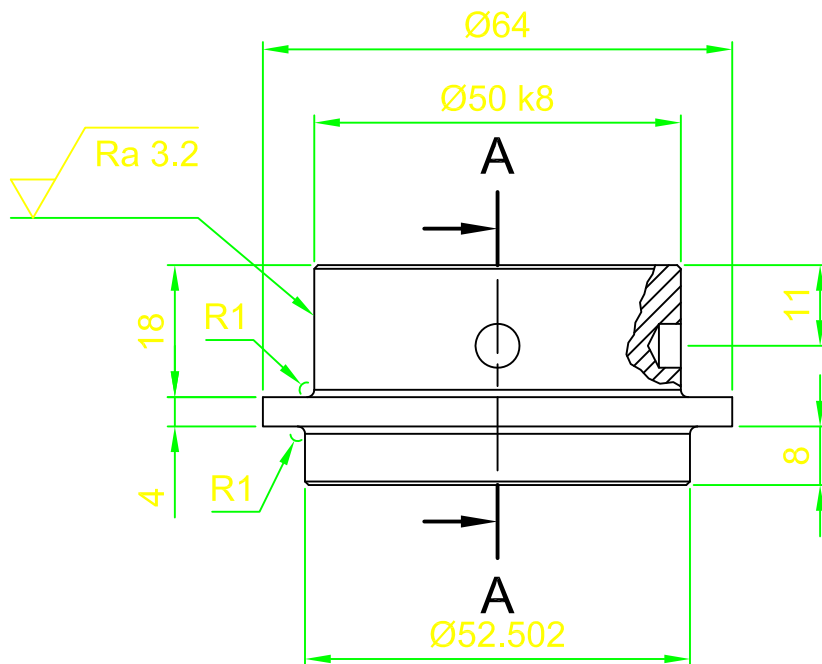


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

1:1

Revisado: Urbina William



39/49

# Soporte Superior Accionador

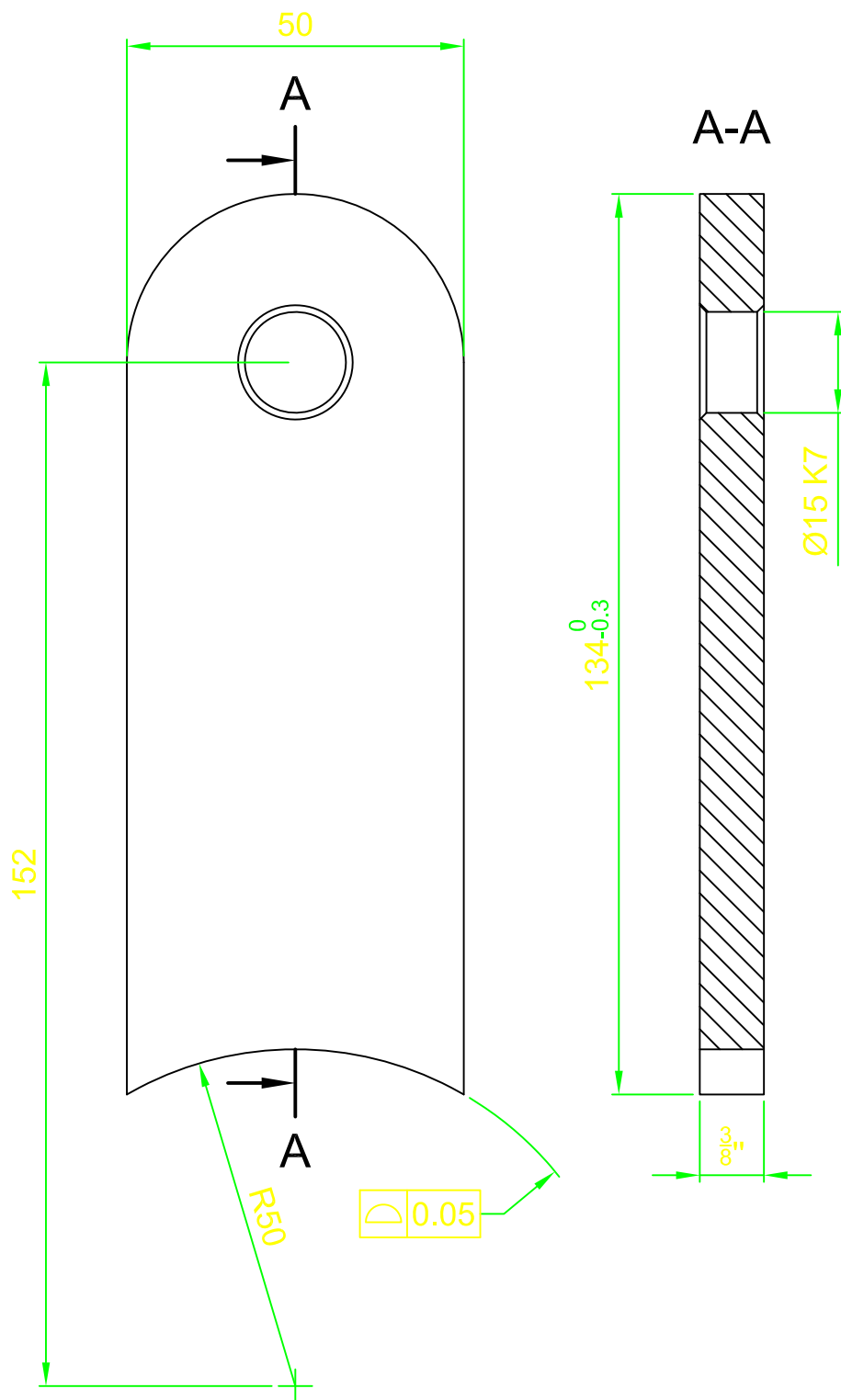


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

1:1

Revisado: Urbina William



40/49

## Brazo del Accionador

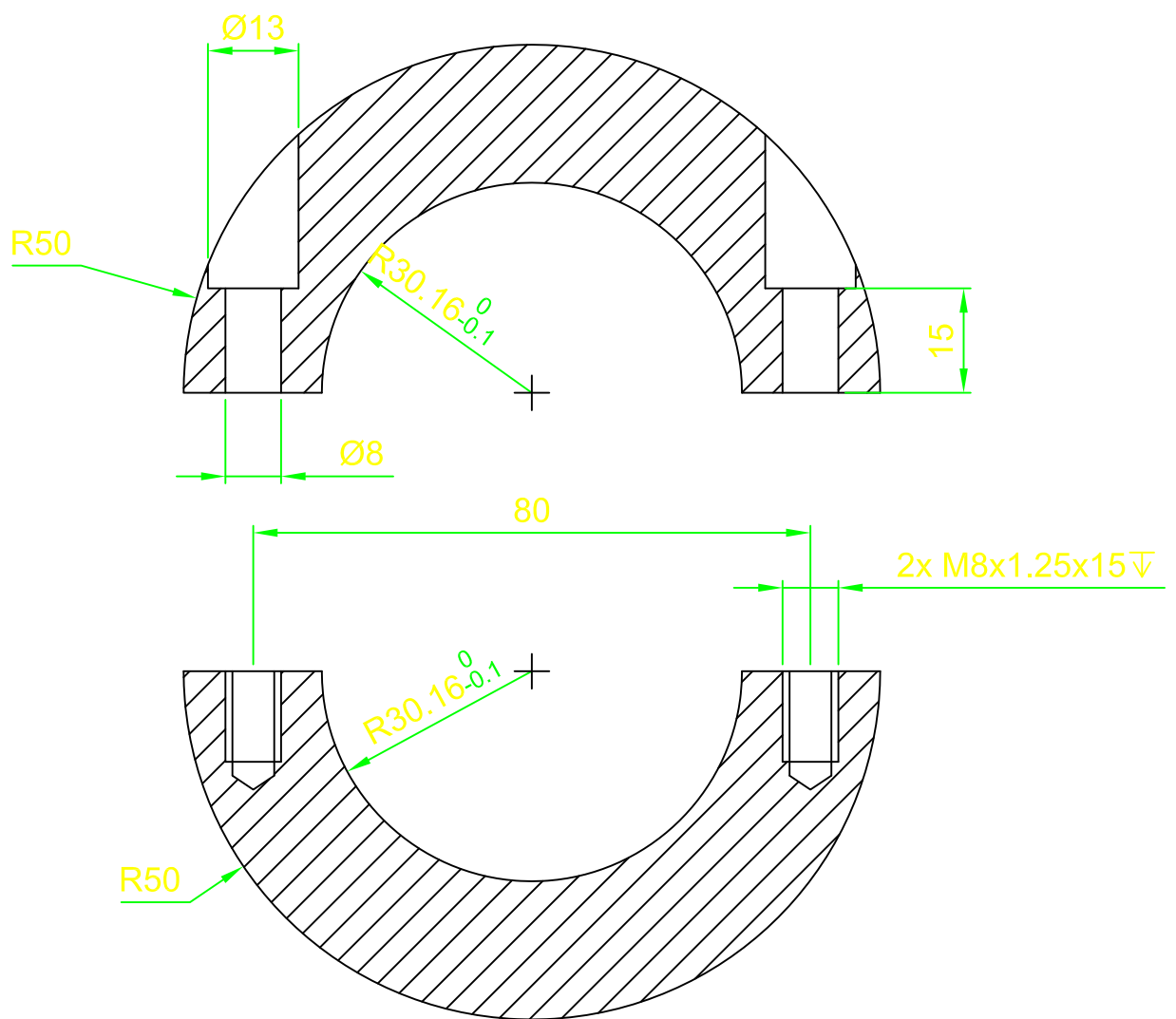


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

1:1

Revisado: Urbina William



41/49

# Abrasaderas del Accionador

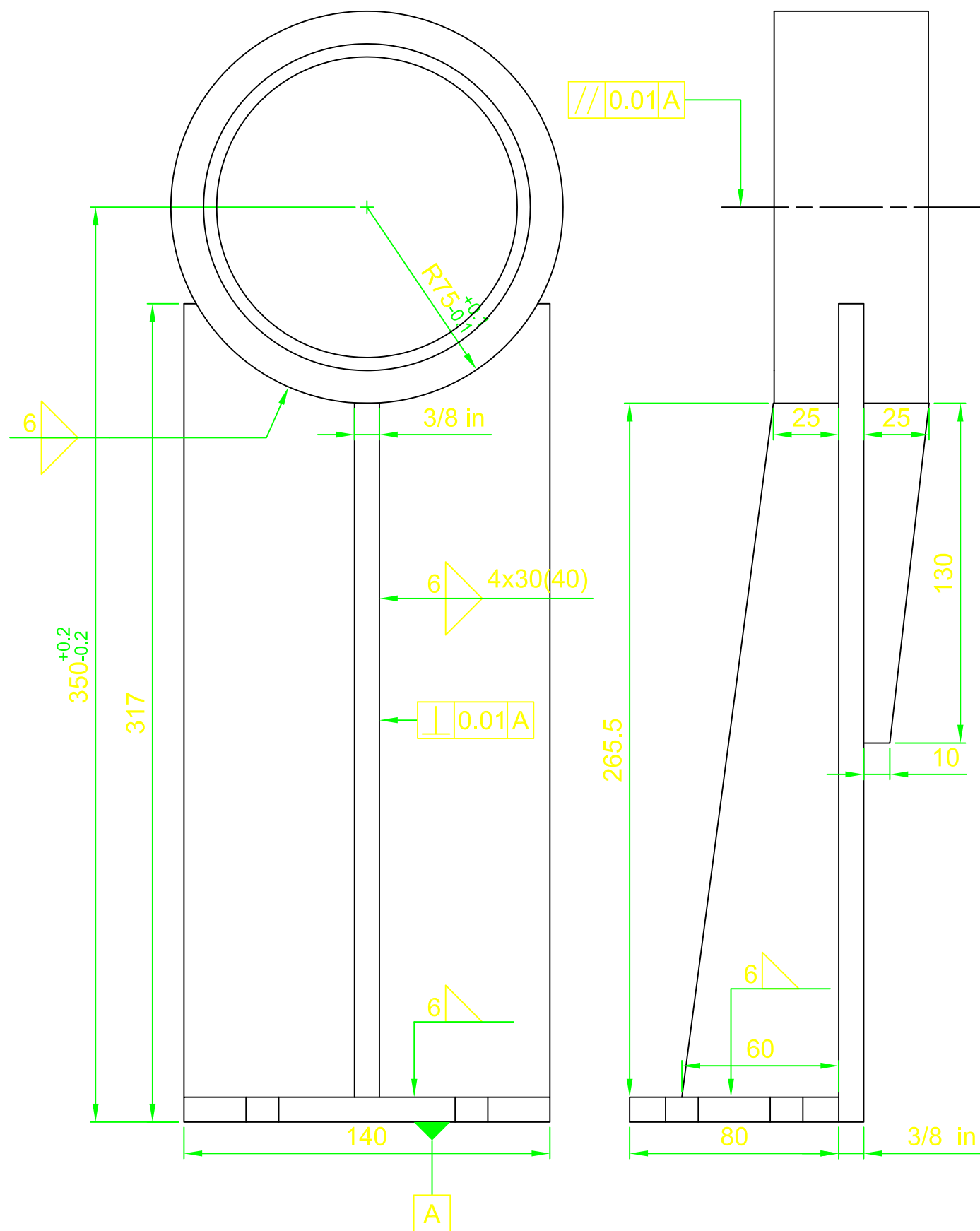
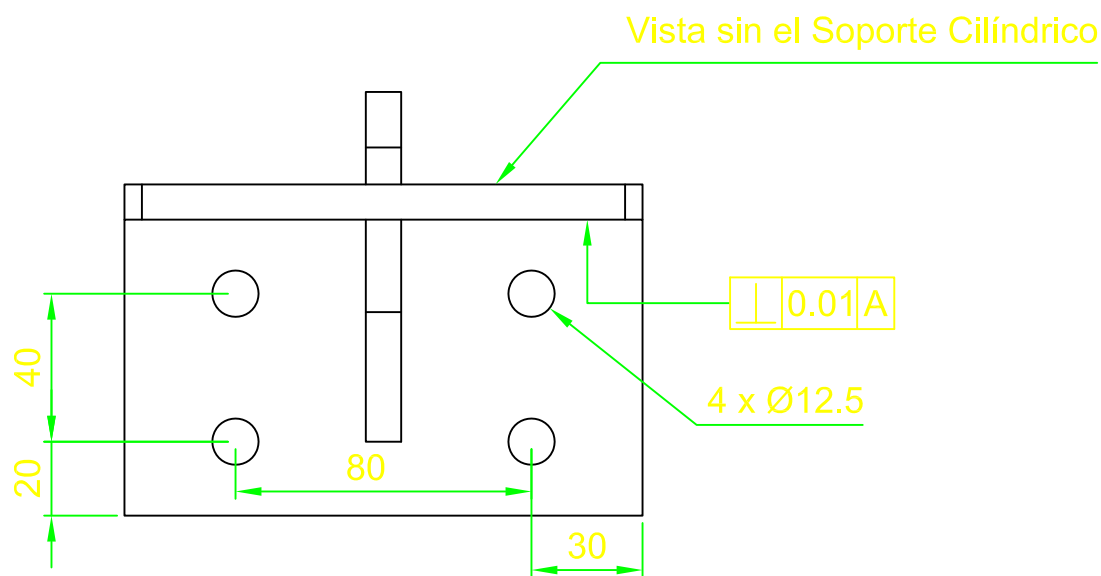


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

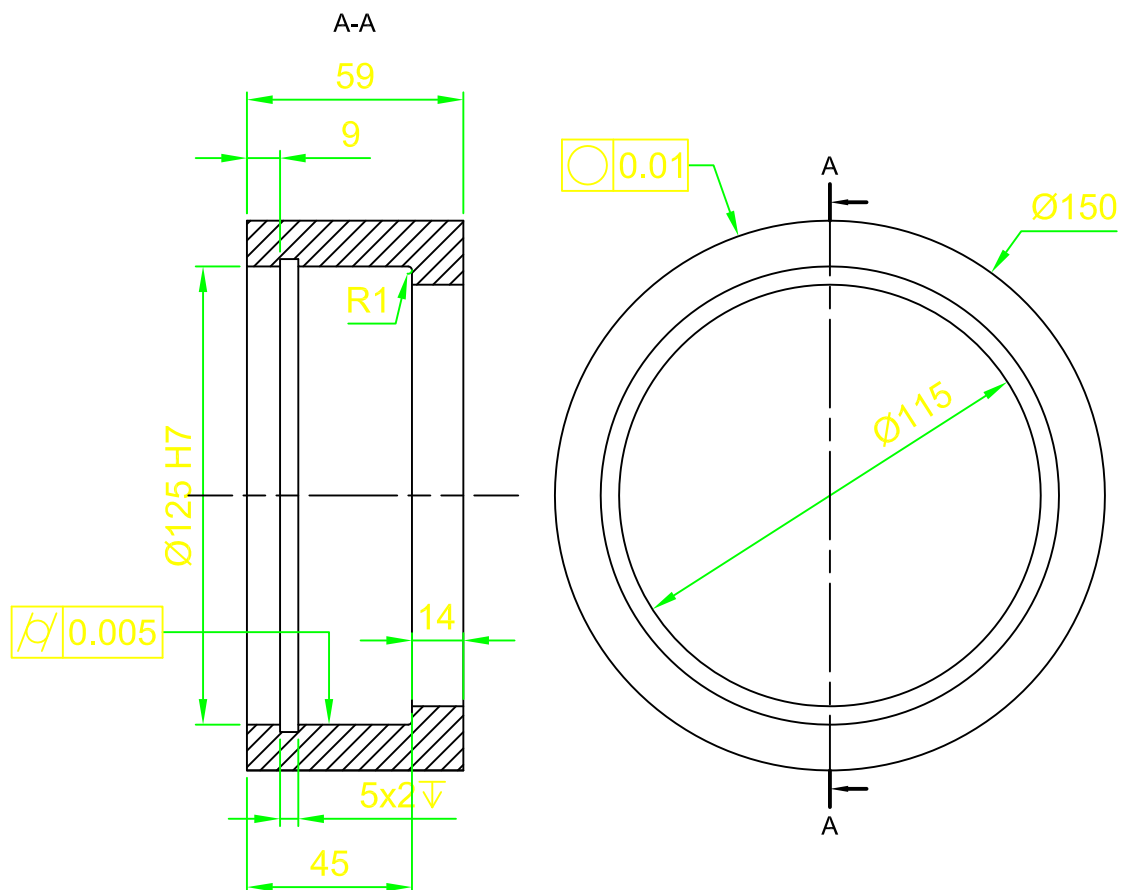
1:1

Revisado: Urbina William



42/49	Soporte Frontal del Cigüeñal				
Elaborado: Rivera, Morán		02/12/13			
Revisado: Urbina William					





43/49

## Soportes del Cigüeñal

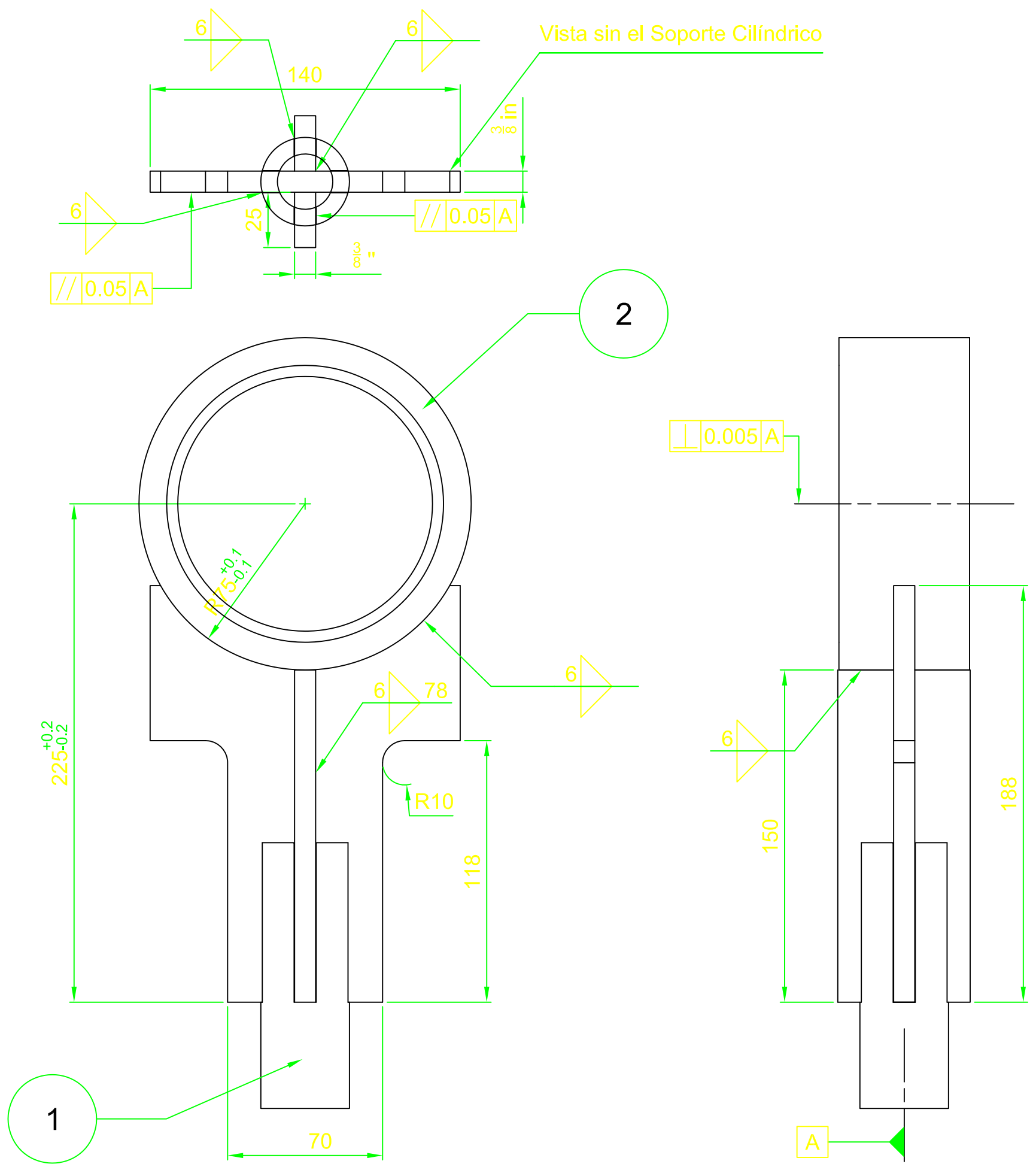


Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

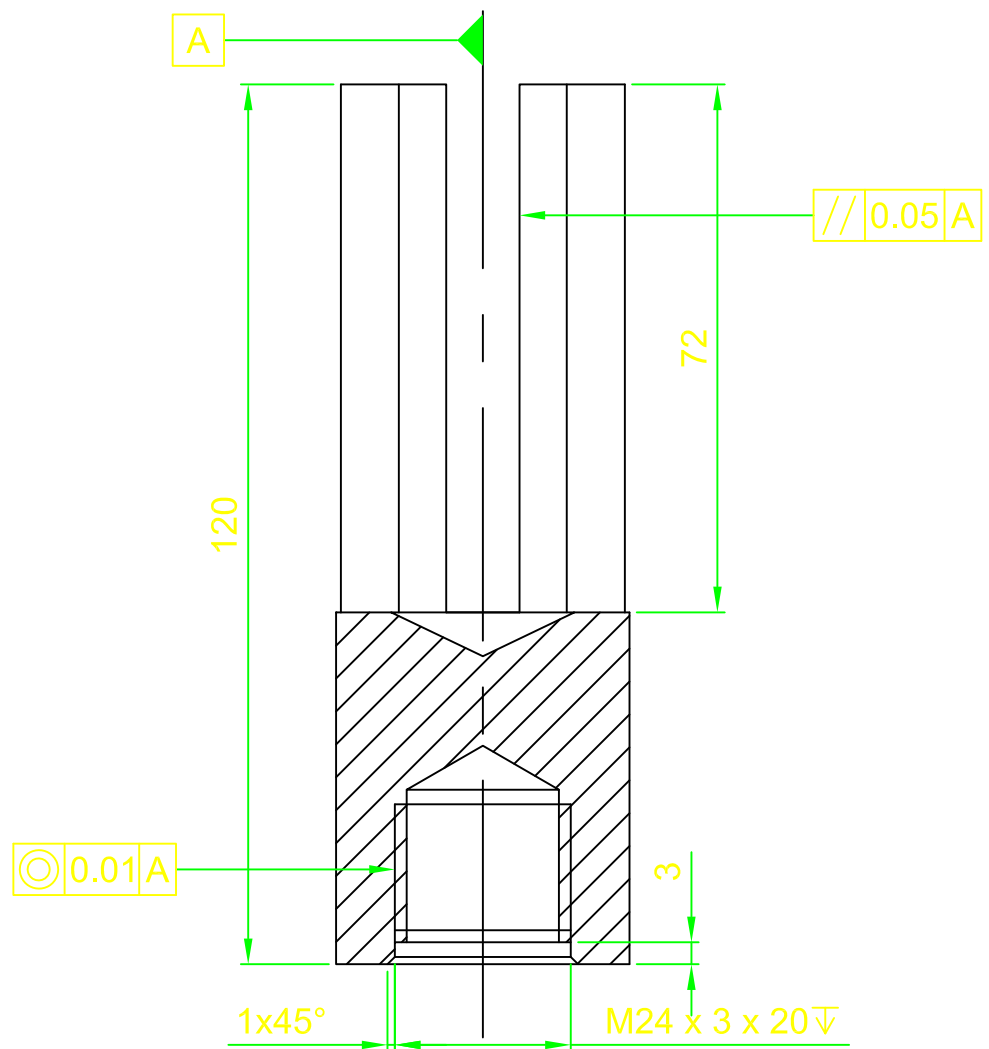
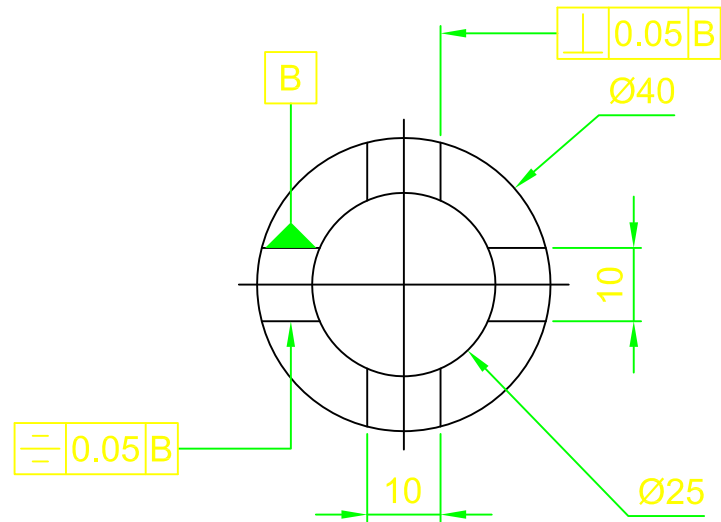
1:2


Revisado: Urbina William

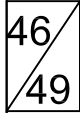


Item	Qty	Name
1	1	Acoplador del Soporte Central
2	1	Soporte Cojinetes del Cigüeñal

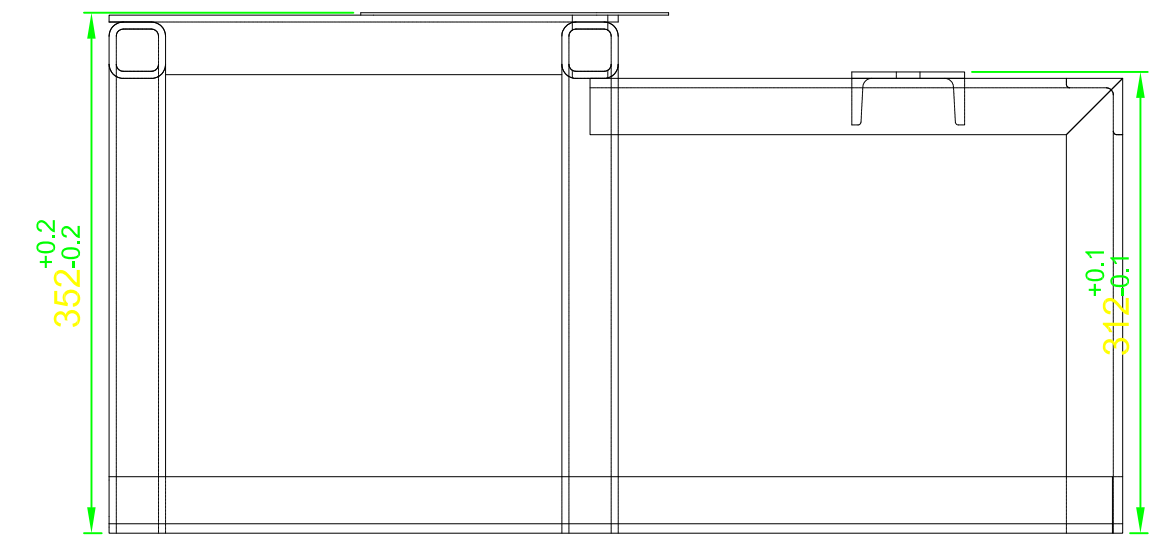
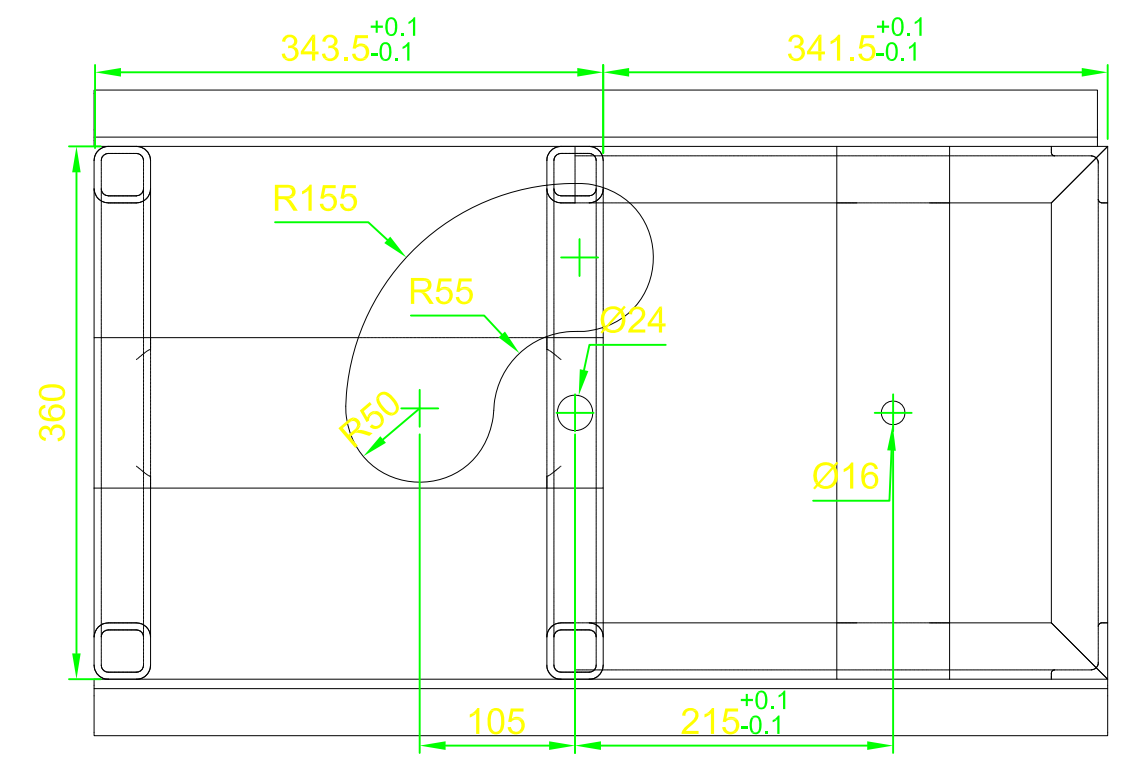
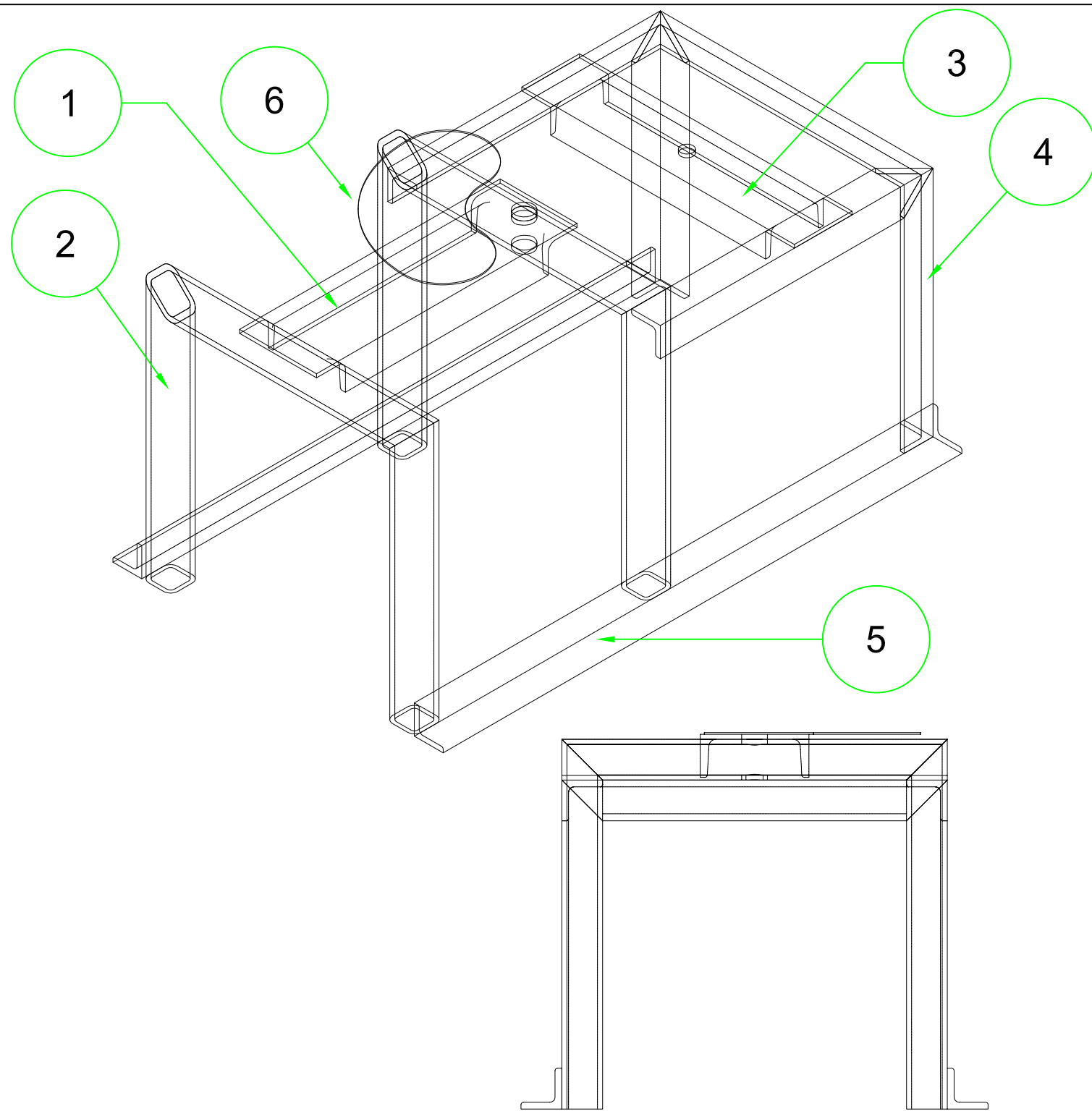
44/49	Soporte Central del Cigüeñal				
Elaborado: Rivera, Morán		02/12/13			
Revisado: Urbina William					




45/49	Acoplador Soporte Central				
Elaborado:	Rivera, Morán	02/12/13			
Revisado:	Urbina William				

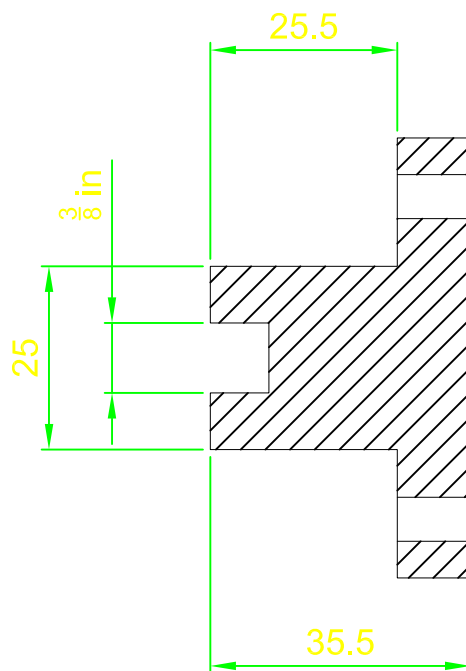
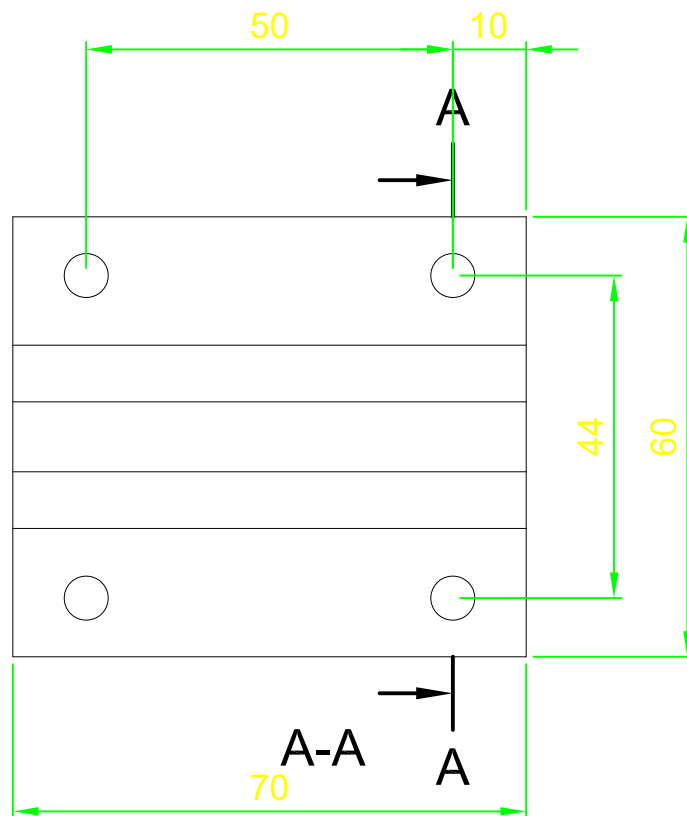


Revisado: Urbina William



Item	Qty	Name	Description
1	1	Viga de Compactación	ANSI C 4 x 5.4
2	6	Estructura del Conjunto de Compactación	ANSI 1-1/2 x 1-1/2 x 3/16
3	1	Viga del Accionador	ANSI C 3 x 4.1
4	5	Estructura del Conjunto de Sacado	ANSI L 1-1/2 x 1-1/2 x 1/4
5	2	Placas de Anclaje	ANSI L 1-1/2 x 1-1/2 x 1/4
6	1	Lamina Antiderrame	1/16 in

47/49		Bastidor				
Elaborado: Rivera, Morán		02/12/13			1:5	
Revisado: Urbina William						



48/49

## Soporte de Tolva

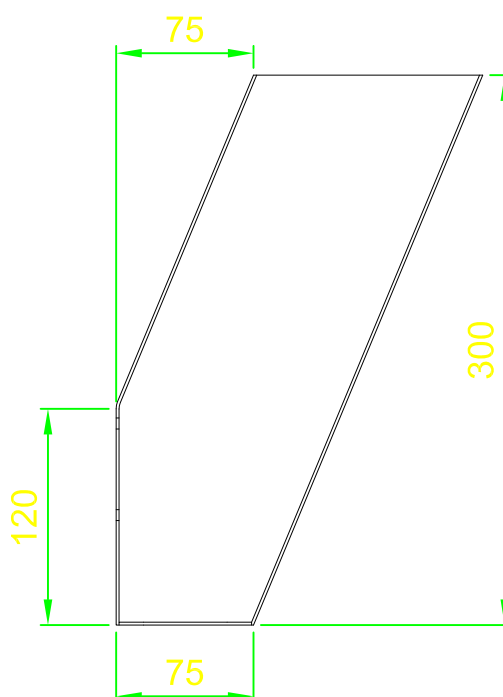
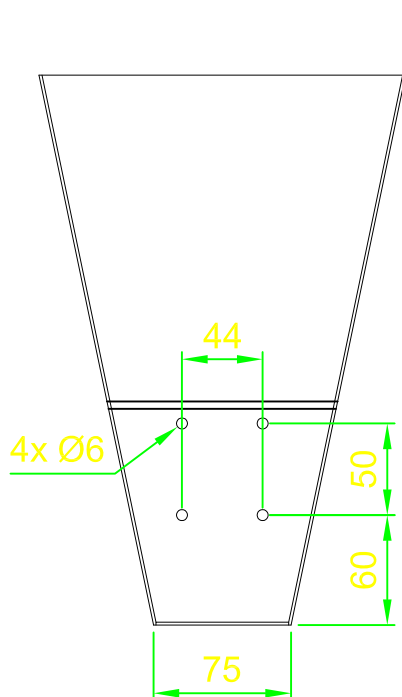
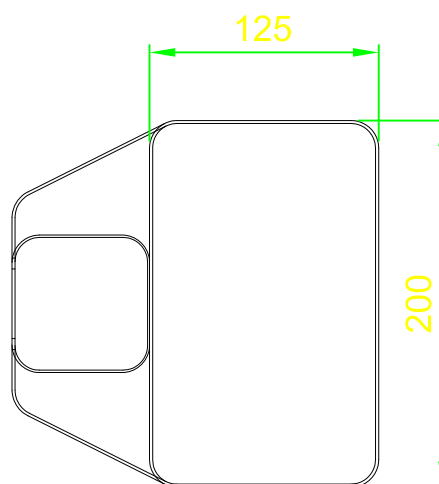
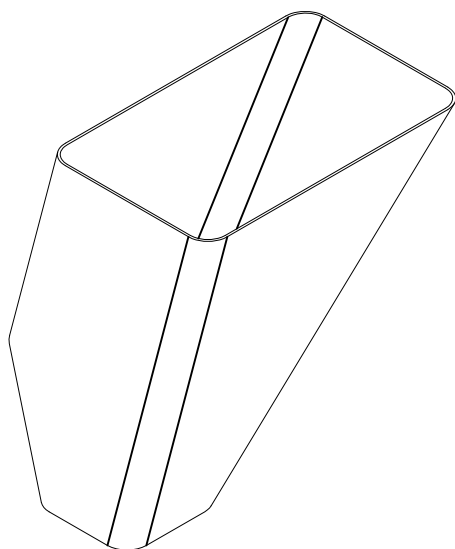



Elaborado: Rivera, Morán

02/12/13

1:1

Revisado: Urbina William



49/49	Tolva				
Elaborado:	Rivera, Morán	02/12/13			
Revisado:	Urbina William				

1:4